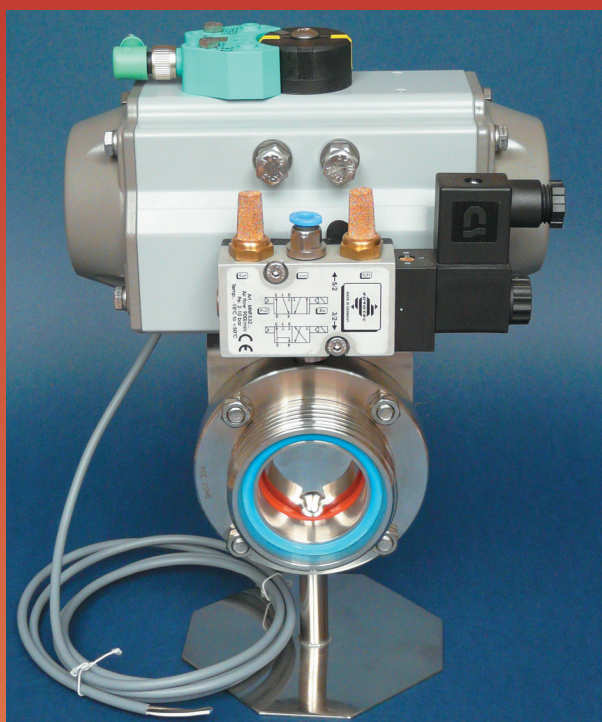


В. А. ДОРОШЕНКО

ОБЪЕМНЫЙ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОД

Учебное пособие



Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

В. А. Дорошенко

ОБЪЕМНЫЙ ГИДРО- и ПНЕВМОПРИВОД

Учебное пособие

Рекомендовано методическим советом
Уральского федерального университета
для студентов вуза,
обучающихся по направлениям подготовки:
15.03.01 — Машиностроение;
15.03.02 — Технологические машины и оборудование;
08.04.01 — Строительство;
23.05.02 — Транспортные средства специального назначения

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2019

УДК 62-82+62-85(075.8)

ББК 34.447.6я73

Д69

Рецензенты:

проф., д-р техн. наук Н. М. Суслов (Уральский государственный горный университет);

доц., канд. техн. наук Г. М. Тромпет (Уральский государственный аграрный университет, г. Екатеринбург)

Научный редактор доц., канд. техн. наук С. И. Фоминых

На обложке использовано изображение с сайта <http://niobfluid.com.ua/images/pnevmoprivod-g/17.jpg>

Дорошенко, В. А.

Д69 Объемный гидро- и пневмопривод : учеб. пособие / В. А. Дорошенко. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2019. — 196 с.: ил.

ISBN 978-5-7996-2572-6

В учебном пособии рассмотрены теоретические основы объемного гидро- и пневмопривода (ОГПП) технологических машин: свойства и закономерности течений жидкостей и газов, особенности применения их в качестве рабочих сред в ОГПП. Проанализированы конструкции и методы расчета рабочих параметров силового оборудования ОГПП (нагнетателей и гидропневмодвигателей), гидро- и пневмоаппаратуры управления и регулирования. Даны типовые схемы компоновки гидропневмосистем различного назначения и способы управления. Рассмотрены принципы составления функциональных схем гидро- и пневмоприводов для реализации рабочих циклов гидрофицированных машин. Приведены примеры решения типовых задач, а также необходимые справочные данные.

Библиогр.: 8 назв. Рис. 132.

УДК 62-82+62-85(075.8)

ББК 34.447.6я73

ISBN 978-5-7996-2572-6

© Уральский федеральный
университет, 2019

ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ

.....

АПН	— аксиально-поршневой насос
ВК	— концевой выключатель
ГА	— гидроаккумулятор
ГБ	— гидробак
ГД	— гидродвигатель
ГМ	— гидромотор
ГР	— гидрораспределитель
ГЦ	— гидроцилиндр
ДлП	— делитель потока
Др	— дроссель
МДГП	— многодвигательный гидропривод
Н	— насос
НАГП	— насосно-аккумуляторный привод
НШ	— насос шестеренный
ОГМ	— объемная гидромашина
ОГП	— объемный гидропривод
ОГПП	— объемный гидропневмопривод
ОК	— обратный клапан
ПД	— пневмодвигатель
ПГД	— поворотный гидродвигатель
ПК	— предохранительный клапан
ПлН	— пластинчатый насос
ПЦ	— пневмоцилиндр
РВ	— реле времени
РД	— реле давления
РЖ	— рабочая жидкость гидропривода
РО	— рабочий орган технологической машины
РПН	— радиально-поршневой насос
ТОА	— теплообменный аппарат
УПП	— установка пневмопривода
Ф	— фильтр

Введение

.....

Под *приводом* технологических машин в общем смысле понимается совокупность устройств и механизмов, приводящих в действие исполнительные органы агрегата. Привод включает обычно три подсистемы:

- *энергетическую* — источник механической мощности (энергии) и силовой двигатель, реализующий рабочие функции машины;
- *управляющую* — контрольно-регулирующую аппаратуру, обеспечивающую требуемые значения рабочих параметров (мощности, скорости, усилия и др.);
- *обеспечивающую* — совокупность вспомогательных устройств, поддерживающих нормальный режим работы установки.

Гидроприводы подразделяются на *объемные* и *динамические*; в пособии рассматриваются только объемные, как наиболее распространенные в строительно-дорожных и транспортных машинах, а также в робототехнических системах, металлорежущих станках и т. д.

Особенности использования объемного гидропневмопривода обусловлены его достоинствами и недостатками.

Основные преимущества объемных гидропневмоприводов (ОГПП): высокая *удельная мощность* (т. е. малая масса, приходящаяся на единицу развиваемой мощности), дающая возможность создавать большой крутящий момент или линейное усилие; высокая *скорость вращения* гидропневмомоторов при небольших габаритах; *малая инерционность* при реверсе движения выходного звена гидропередачи, позволяющая производить мгновенные переключения и изменения направления движения исполнительных органов машин и др.

К *конструктивно-эксплуатационным* достоинствам ОГПП обычно относят: возможность бесступенчатого регулирования скорости движения выходного звена и получения больших передаточных отношений; плавность и устойчивость движения выходных звеньев; сравнитель-

но простая и надежная защита гидросистемы от перегрузок; простота преобразования вращательного движения ротора гидродвигателя в возвратно-поступательное движение выходного звена; удобство компоновки оборудования и передачи энергии к исполнительным органам машин; способность длительное время удерживать нагрузку на рабочем органе (например, при прессовании) без затрат энергии; возможность управления приводом посредством разнообразных командных устройств — механических, электромагнитных, пневматических, гидравлических и комбинированных, включая аналоговые, микропроцессорные и оптические устройства; удобство и простота обслуживания, ремонта и профилактики и др.

Недостатками гидроприводов являются: необходимость обеспечения высокой герметичности гидросистем для предотвращения утечек рабочей жидкости, высокие требования к качеству рабочей жидкости, потери энергии на трение в подвижных элементах и уплотнениях, снижение работоспособности ОГП при попадании в рабочую жидкость примесей — воды или воздуха. Однако путем соответствующего подбора оборудования, правильной эксплуатации и техобслуживания перечисленные недостатки могут быть минимизированы.

В *установках пневмопривода* (УПП) рабочей средой является сжатый воздух (или газ). Структурно-функциональные схемы пневмопривода и гидропривода во многом аналогичны: ПП содержит энергосиловую подсистему (компрессор и пневмодвигатель), контрольно-регулирующую пневмоаппаратуру и подготовительно-вспомогательную подсистему для подготовки рабочей среды — сжатого газа. Но имеются и отличия, которые надо учитывать.

Часть первая.

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ

Объектом изучения в гидроаэродинамике ОГПП являются жидкости и газы, обладающие свойствами сплошности и текучести. Вследствие текучести жидкости и газы легко перемещаются в трубах и каналах под действием разности давлений. Сплошность позволяет передавать давление и механическую энергию по всей системе гидропневмоприводов.

Глава 1.

ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ

1.1. Физические характеристики жидкостей и газов

Жидкости и газы, а также их смеси, применяемые в качестве рабочих сред в ОГПП машин, характеризуются следующими параметрами:

- *плотность* (удельная масса), кг/м^3 ,

$$\rho = m/V, \quad (1.1)$$

где m , V — масса и объем жидкости или газа;

- *удельный вес* (удельная сила тяжести), Н/м^3 ,

$$\gamma = G/V, \quad (1.2)$$

где G — вес жидкого (газового) объема: $\gamma = \rho g$ ($g = 9,81 \approx 10 \text{ м/с}^2$).

В случае использования смесей жидкостей указанные характеристики определяются по формулам:

- *плотность смеси*, состоящей из i компонентов ($i = 1, 2, \dots$), будет равна

$$\rho_{\text{см}} = m_{\text{см}} / V_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n m_i / \sum_{i=1}^n V_i; \quad (1.3)$$

- *удельный вес смеси* определится как

$$\gamma_{\text{см}} = \rho_{\text{см}} g. \quad (1.4)$$

Пример 1.1. Для гидропривода создается рабочая жидкость смешиванием двух масел — «Индустриальное 12» ($m_1 = 44$ кг, $\rho_1 = 880$ кг/м³) и «Индустриальное 45» ($m_2 = 37$ кг, $\rho_2 = 925$ кг/м³). Определить плотность получаемой смеси.

Решение.

Поскольку объемы компонентов равны $V_1 = m_1 / \rho_1$ и $V_2 = m_2 / \rho_2$, то общий объем смеси будет $V_{\text{см}} = V_1 + V_2 = \frac{m_1}{\rho_1} + \frac{m_2}{\rho_2}$.

$$\text{Отсюда } \rho_{\text{см}} = (44 + 37) / \left(\frac{44}{880} + \frac{37}{925} \right) = 900 \text{ кг/м}^3.$$

Важными характеристиками рабочих сред являются их свойства.

1. *Сжимаемость* — свойство жидкостей и газов изменять объем и плотность под действием давления. Показателем сжимаемости жидкостей является *коэффициент объемного сжатия* β_p , Па⁻¹, определяемый по формуле

$$\beta_p = - \frac{\Delta V}{V_0 \Delta p}, \quad (1.5)$$

где V_0 — начальный объем жидкости; ΔV — изменение объема после сжатия; Δp — увеличение давления.

В расчетах также используется величина, обратная коэффициенту сжимаемости, называемая *модулем упругости*, $E_{\text{ж}}$, Па,

$$E_{\text{ж}} = 1 / \beta_p. \quad (1.6)$$

Пример 1.2. При гидравлических испытаниях водовода длиной $L = 1000$ м, диаметром $D = 300$ мм давление в жидкости повышают до $\Delta p = 2$ МПа путем закачки в трубопровод дополнительного объема ΔV . Определить этот объем, если $\beta_p = 2 \cdot 10^{-9}$ Па⁻¹.

Расчет.

$$\Delta V = \beta_p V_0 \Delta p = 2 \cdot 10^{-9} \cdot 70,65 \cdot 2 \cdot 10^6 = 0,282 \text{ м}^3,$$

где $V_0 = (\pi D^2/4)L = 70,65 \text{ м}^3$.

Сжимаемость газов определяется по закону Бойля — Мариотта

$$pV = RT, \quad (1.7)$$

где p , T — абсолютное давление и температура газа; R — газовая постоянная.

2. *Температурное расширение (сжатие).* Существенное изменение объема и плотности жидкостей и газов происходит при их нагревании или охлаждении. Оценочным критерием является *коэффициент температурного расширения* β_t , $^{\circ}\text{C}^{-1}$,

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V_0 \Delta t}, \quad (1.8)$$

где $\Delta t = t - t_0$ — разность температур (*температурный перепад*).

Пример 1.3. При нагревании воды в системах отопления здания объем ее увеличивается; приращение объема ΔV сбрасывается в так называемый *расширительный бак*, присоединяемый к системе циркуляции. Требуется определить его объем, если для воды коэффициент $\beta_t = 0,0006 \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$, нагрев $\Delta t = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$, объем воды в системе $V_0 = 0,55 \text{ м}^3$.

Расчет.

Минимально необходимый объем расширительного бака будет равен

$$\Delta V = \beta_t V_0 \Delta t = 0,0006 \cdot 0,55 \cdot 25 = 0,0083 \text{ м}^3.$$

Примечание. При одновременном действии на жидкость обоих факторов — нагревания и сжатия — относительное изменение объема будет равно

$$\Delta V / V_0 = \beta_t \Delta t - \beta_p \Delta p. \quad (1.9)$$

3. *Гидростатическое давление.* Одной из важных характеристик состояния жидких тел является внутреннее напряжение сжатия, вызываемое внешней силой давления F_p . Это напряжение называется *гидростатическим давлением* p , Н/м^2 (Па), и определяется как

$$p = F_p / S, \quad (1.10)$$

где S — площадь поверхности, на которую действует сила давления F_p .

Гидростатическое давление обладает двумя важными свойствами:

1. Давление всегда действует по нормали (перпендикулярно) к воспринимающей его поверхности (поверхности воздействия).
2. Давление внутри жидкого объема действует одинаково по всем направлениям.

Последнее свойство известно как *закон Паскаля*: Изменение давления в замкнутом объеме жидкости (газа) передается по всему объему одинаково.

Этот закон лежит в основе работы гидравлических и пневматических машин и устройств. Рассмотрим его применение на примере гидравлического домкрата (гидроусилителя) (рис. 1.1). Гидродомкрат предназначен для создания большого усилия F_2 на выходном поршне площадью S_2 , для чего на поршне малой площади S_1 создается усилие F_1 с помощью рычага, имеющего плечи a и b . Начальное усилие на конце рычага равно F_0 . Найти силу F_2 , которая может быть использована для подъема груза.

Пример 1.4

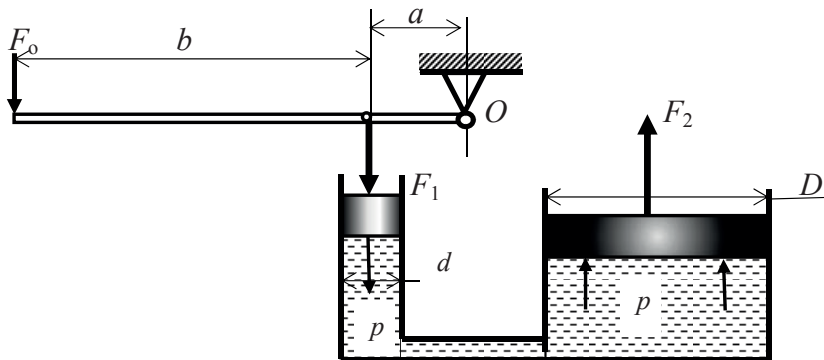


Рис. 1.1. Схема гидродомкрата

Дано:

$D = 500$ мм; $d = 50$ мм; $a = 50$ мм; $b = 400$ мм; $F_0 = 10$ Н.

Расчет.

Силу F_2 можно определить по формуле

$$F_2 = k_1 \cdot k_2 \cdot F_0,$$

где $k_1 = (a + b)/a = 5$ — коэффициент усиления механического рычага; $k_2 = (D/d)^2 = 25$ — коэффициент усиления гидравлического рычага. Тогда $F_2 = 5 \cdot 25 \cdot 10 = 1250$ Н.

Выделяют следующие разновидности гидростатического давления:

1. *Полное или абсолютное давление* — $p_{\text{абс}}$, включающее внешнее атмосферное и избыточное давления.

2. *Избыточное давление* — $p_{\text{изб}}$, давление в гидропневмосистеме сверх атмосферного; его показывают приборы — *манометры* (поэтому оно еще называется *манометрическим*), т. е. $p_{\text{изб}} = p_{\text{ман}}$. К этому типу давления относится и *весовое давление жидкости*, создаваемое весом жидкости, равное

$$p_{\text{вес}} = \rho gh, \quad (1.11)$$

где ρ — плотность жидкости, h — высота уровня над точкой измерения.

3. *Вакуум* — $p_{\text{вак}}$, разность между внешним атмосферным давлением и внутренним давлением в системе $p_{\text{вн}}$ в случае, если $p_{\text{вн}} < p_{\text{атм}}$, т. е.

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{вн}}. \quad (1.12)$$

1.2. Характеристики потоков жидкостей и газов

Поток — это направленное движение жидкостей в трубах, каналах и струях под действием разности давлений $\Delta p = p_1 - p_2$. *Одномерным* считается поток, параметры которого (скорость, давление и др.) зависят только от одной координаты, направленной вдоль оси канала (рис. 1.2).

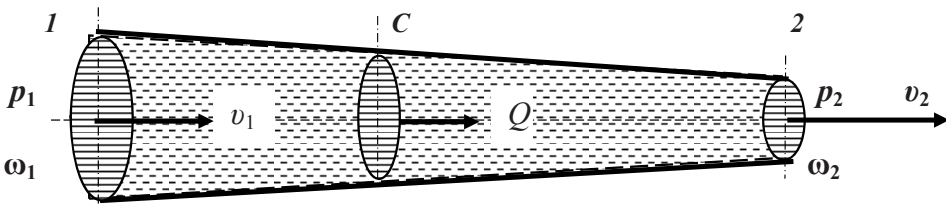


Рис. 1.2. Схема одномерного потока жидкости

Главной характеристикой потока является *расход* — количество жидкости, протекающее через данное сечение канала (трубы) за единицу времени. Расчетными величинами являются:

- *объемный расход*, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q = V/t, \quad (1.13)$$

где V — объем протекшей жидкости; t — время протекания;

- *массовый расход*, $\text{кг}/\text{с}$,

$$Q_m = m/t, \quad (1.14)$$

где m — масса протекшей жидкости за время t .

Очевидно, что поскольку масса равна $m = \rho V$, то

$$Q_m = \rho Q. \quad (1.15)$$

Скорость потока. Скорость жидких частиц в потоке зависит от их положения в сечении канала: у стенок она практически нулевая (из-за налипания молекул), в центре потока — максимальная. Поэтому выделяют: *скорость в данной точке* u и *среднюю (среднерасходную) скорость* v в сечении. Последняя рассчитывается по объемному расходу Q и площади живого сечения потока ω :

$$v = Q/\omega. \quad (1.16)$$

Пример 1.5. Определить средние скорости течения на входе и выходе трубы (см. рис. 1.2), если диаметры: входа $d_1 = 100$ мм, выхода $d_2 = 50$ мм, при расходе $Q = 10$ л/с.

Расчет.

Преобразуем исходные данные в системе СИ: $d_1 = 0,1$ м, $d_2 = 0,05$ м, $Q = 0,01$ м³/с.

1) Скорость на входе определяем по формуле (1.15):

$$v = 4Q/\pi d_1^2 = 4 \cdot 0,01/3,14 \cdot 0,1^2 = 1,27 \text{ м/с};$$

2) Скорость на выходе удобнее определить через соотношение:

$$v_2 = v_1 (d_1/d_2)^2 = 4 \cdot 1,27 = 5,1 \text{ м/с}.$$

Пример 1.6. По трубе диаметром 200 мм протекает нефть плотностью $\rho = 850$ кг/м³ с массовым расходом $Q_m = 17$ кг/с. Какова средне-

расходная скорость потока? Как возрастет скорость течения, если диаметр трубы уменьшить вдвое?

Расчет.

Определяем вначале объемный расход нефти:

$$Q = Q_m / \rho = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Отсюда скорость в трубе диаметром $d = 200$ мм будет

$$v = 4Q / \pi d^2 = 4 \cdot 0,02 / 3,14 \cdot 0,2^2 = 0,63 \text{ м/с}.$$

В трубе диаметром 100 мм скорость увеличится в 4 раза: $v = 2,55 \text{ м/с}$.

1.3. Вязкость жидкостей и газов, потери энергии потока

Вязкость жидкостей и газов (внутреннее трение) в потоках вызывает гидравлические сопротивления движению потока и потери гидравлической энергии. *Гидравлические сопротивления* бывают двух видов:

- распределенные по длине трубопровода, называемые *линейными*;
- сосредоточенные (или локальные), называемые *местными*.

1. Линейные потери энергии (в форме давления или напора) вызываются вязким трением и шероховатостью стенок, их определяют по разности напоров на входе и выходе канала (см. рис. 1.3): $h_1 = H_{01} - H_{02}$; $h_l = \Delta p / \rho g$.

Общей универсальной формулой, используемой для расчета линейных потерь напора, является *закон Дарси*:

$$h_l = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (1.17)$$

где λ — *коэффициент линейных потерь* (или *коэффициент гидравлического трения*). Он зависит от режима течения жидкостей (ламинарного или турбулентного) и от шероховатости стенок трубы.

Режим течения жидкости определяется характером взаимного перемещения частиц. Он бывает: *ламинарным* (слоистым), когда все частицы движутся параллельно, без перемешивания, и *турбулентным* (пульсационно-вихревым), когда частицы активно перемешиваются в потоке, двигаясь в поперечном и продольном направлениях. Режим

течения зависит от скорости и вязкости жидкости, а также от диаметра трубы. Устанавливается по критерию Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (1.18)$$

где ν — коэффициент кинематической вязкости жидкости; d — диаметр трубы; v — скорость течения жидкости (газа).

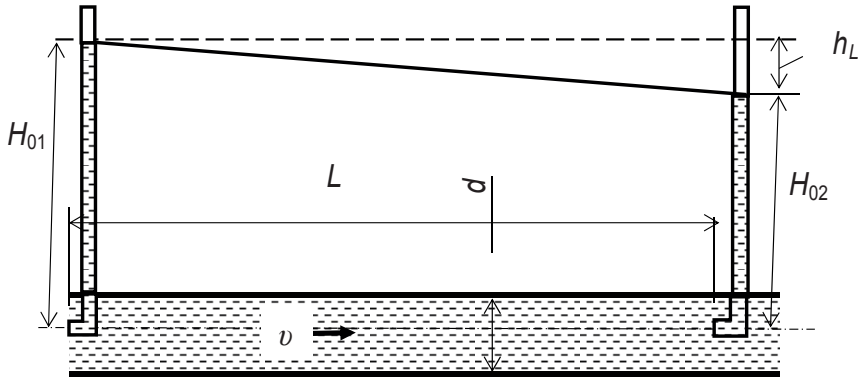


Рис. 1.3. Потери напора по длине трубопровода

При значениях числа Рейнольдса $Re < 2000$ режим течения всегда устойчиво ламинарный; при $Re > 4000$ режим устойчиво турбулентный; в промежутке между этими значениями возможен и так называемый *переходный режим*. Но в расчетах технических систем и установок условно принимается, что при $Re \geq 2000$ течение турбулентное, так как вибрации и колебания трубопроводов ускоренно перемещают частицы жидкости и газа.

При *ламинарном течении* коэффициент λ определяется по формуле:

$$\lambda_{\text{лам}} = 64/Re. \quad (1.19)$$

При *турбулентном течении* универсальной расчетной зависимостью является формула (А. Д. Альтшуля):

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (1.20)$$

где $\frac{\Delta}{d}$ — *относительная шероховатость*, равная отношению средней высоты выступов шероховатости Δ к внутреннему диаметру трубы d .

Если Δ/d пренебрежимо мала, то трубы относятся к типу *технически гладких*; в них влиянием шероховатости можно пренебречь, и формула (1.20) преобразуется в зависимость вида

$$\lambda_{\text{гл}} = 0,316/\text{Re}^{0,25}. \quad (1.21)$$

Если же, наоборот, число Рейнольдса велико ($\sim 10^5$), то трубы относятся к *шероховатым*, и формула (1.20) превращается в зависимость вида:

$$\lambda_{\text{шер}} = 0,11 (\Delta/d)^{0,25}. \quad (1.22)$$

Примечание. Потери давления и потери напора связаны соотношением:

$$\Delta p_l = \rho g h_l. \quad (1.23)$$

Пример 1.7. Рассчитать линейные потери напора в стальной трубе с шероховатостью $\Delta = 0,1$ мм, диаметром $d = 100$ мм, длиной $L = 100$ м при прокачке воды с расходом $Q = 26$ л/с и вязкостью $\nu = 0,01$ см²/с. Определить перепад давления в потоке между входом и выходом.

Расчеты:

1) Определяем число Рейнольдса и коэффициент Дарси:

$$\text{Re} = vd/\nu = 4Q/\pi d\nu = 4 \cdot 0,026/3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,01 = 33 \cdot 10^3;$$

следовательно, течение — развитое турбулентное, поэтому коэффициент Дарси определяем по формуле (1.22):

$$\lambda_{\text{шер}} = 0,11 (\Delta/d)^{0,25} = 0,11 \cdot (0,1/100)^{0,25} = 0,02.$$

2) Отсюда потери напора составят (при скорости воды $v = 4Q/\pi d^2 = 3,31$ м/с):

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = 0,02 \frac{100}{0,1} \frac{3,31^2}{2 \cdot 9,81} = 11,17 \text{ м вод. ст.}$$

3) Потери давления составят (при плотности воды $\rho = 1000$ кг/м³):

$$\Delta p_l = \rho g h_l = 1000 \cdot 9,81 \cdot 11,17 = 109578 \text{ Па} \approx 110 \text{ кПа.}$$

2. Местные потери давления (напора). Если в трубопроводе имеется какое-либо сопротивление, вызывающее изменение скорости потока по величине или по направлению, то в этом сечении возникают

дополнительные потери давления (напора) из-за деформации потока и вихреобразования. Они определяются по формуле:

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g}, \Delta p_m = \rho g h_m. \quad (1.24)$$

Здесь ζ — *коэффициент местного сопротивления*, определяемый (чаще всего экспериментально) для различных видов технических сопротивлений: вентилей, задвижек, клапанов и т. д. В некоторых случаях (сжатие и расширение потока, поворот канала и др.) используются и теоретические методы расчета коэффициентов ζ .

3. Общие потери давления. Суммарные потери напора в трубопроводе устанавливаются по *принципу сложения потерь*:

$$h_w = h_l + \Sigma h_m = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_i \zeta_i \right) \frac{v^2}{2g}; \quad \Delta p_w = \rho g h_w, \quad (1.25)$$

где $\Sigma \zeta_i$ — сумма всех коэффициентов местных сопротивлений, расположенных на трубопроводе.

1.4. Термодинамические свойства рабочих жидкостей ОГП

При эксплуатации гидроприводов происходит периодический нагрев или охлаждение рабочей жидкости. В то же время качество ее существенно зависит от тепловых характеристик, к которым относятся: теплоемкость, теплопроводность и температуры застывания и возгорания.

1. Теплоемкость РЖ. Теплоемкость — это способность тел поглощать тепло. От теплоемкости РЖ зависит интенсивность разогрева гидросистемы в процессе работы: чем больше теплоемкость жидкости, тем медленнее повышается температура в гидросистеме. Оценочные расчеты производятся по *средней удельной теплоемкости* C — количеству теплоты, которое нужно подвести к 1 кг вещества для нагревания его на 1 °С. Для предварительных расчетов (при $t \approx 20$ °С) можно принять: для минеральных масел $C_m = 1,88$ кДж/(кг·°С). При других температурах следует учитывать и изменение самой теплоемкости.

Так, для масла (по эмпирической формуле Караваева) теплоемкость будет определяться как

$$C_m = 2020 + 1,61 (t - 100), \quad (1.26)$$

где t — температура масла.

2. Теплопроводность РЖ. Теплопроводность — способность веществ пропускать тепло от более нагретых зон к менее нагретым. Определяется по коэффициенту теплопроводности λ — количеству тепла, проходящему за 1 с через слой толщиной в 1 м при перепаде температур в 1 °С.

Общее количество тепла, Дж, прошедшее через площадь S , будет равно:

$$Q = \lambda \cdot S \cdot \Delta t \cdot T / \delta, \quad (1.27)$$

где λ — коэффициент теплопроводности, Вт/м·°С; S — площадь теплообмена, м²; Δt — разность температур, °С; T — время процесса, с; δ — расстояние между точками (толщина слоя), м.

Для предварительных расчетов можно принять: для минеральных масел $\lambda_m = 0,136$ Вт/м·°С; для стали $\lambda_{ст} = 45,5$ Вт/м·°С; для чугуна $\lambda_{чуг} = 62,8$ Вт/м·°С; для воздуха $\lambda_{возд} = 0,024$ Вт/м·°С.

3. Термическая стабильность. Поскольку при работе РЖ периодически нагревается и охлаждается, это отрицательно сказывается на качестве масел и надежности работы ОГП. Поэтому нужно выдерживать заданные пределы температур (см. табл. П. 1.3).

4. Огнестойкость (пожароопасность), оценивается по температурам:

- *температура воспламенения*, которая является индикатором пожаробезопасности ОГП при работе в горячих зонах предприятий, в условиях очень высоких температур или вблизи источников открытого огня. При нагреве РЖ легкие углеводороды испаряются, образуя горючую маселовоздушную смесь. Минимальную температуру вспышки определяют по паспортным данным РЖ или по ГОСТ 4333–85;
- *температура вспышки* (минимальная температура, при которой над свободной поверхностью РЖ образуется количество пара, достаточное для вспышки от источника открытого огня). Определяется по паспортным данным; для минеральных масел берется в пределах от 120 до 225 °С;

- *температура горения*, при которой количество выделяемого пара достаточно для поддержания горения РЖ после удаления источника огня. Для РЖ на нефтяной основе принимается в пределах от 180 до 230 °С;
- *температура самовоспламенения (самовозгорания)*, при которой пары РЖ вспыхивают при контакте с воздухом и без источника огня; берется в пределах 260 ... 370 °С.

5. Морозоустойчивость устанавливается по температурам:

- *температура замерзания* — определяет предел текучести масла. Поскольку с понижением температуры вязкость масла возрастает, то температура прокачиваемости обычно на 8–12 °С выше температуры застывания, указываемой в паспорте. *Температурой замерзания* (ГОСТ 20287–74) считается максимальная температура, при которой мениск масла в пробирке, наклоненной на 45 °, не меняет своей формы в течение 1 мин;
- *температура застывания* — минимальная температура, при которой исчезает текучесть РЖ. Температура застывания РЖ должна быть не менее чем на 10–17 °С ниже температуры среды, в которой работает гидропривод. У минеральных масел она находится в пределах: от — 10 до — 55 °С.

1.5. Функции рабочих жидкостей, виды и области применения

Гидравлические рабочие жидкости объемных гидроприводов технологических машин предназначены, прежде всего, для передачи энергии (мощности) от нагнетателей к гидродвигателям. Кроме этого, жидкости должны обеспечивать необходимые *технологические функции*: осуществлять смазку трущихся поверхностей деталей; отводить тепло от потока нагретой жидкости и деталей машин; защищать детали гидросистемы от коррозии; сохранять свои качества в широком диапазоне температур и давлений. Поэтому *основными разновидностями рабочих жидкостей*, отвечающих этим требованиям, являются: минеральные масла на нефтяной основе; синтетические жидкости (силоксаны, диэфиры, фосфаты); водополимерные смеси (водные растворы глицерина, полиэтиленгликоль); эмульсии — водомасляные (не менее

80 % воды) и маслосодержащие (не более 40 % воды); специальные жидкости, применяемые для особых условий эксплуатации (космос, сверхвысокие давления и др.).

Особенности использования различных видов рабочих жидкостей (температурные пределы и максимальные давления) для разных отраслей и типов технологических машин представлены в табл. П. 1.1.

К рабочим жидкостям предъявляются следующие требования.

1. Маслянистость — способность РЖ формировать на поверхности деталей прочную жидкостную пленку для снижения трения и истирания металла. Чем выше смазывающие свойства РЖ, тем меньше потери на трение. Для улучшения маслянистости в РЖ вводят специальные *присадки* (высокомолекулярные жирные кислоты, синтезированные органические соединения, содержащие фосфор, серу и др.). Масляная пленка обычно разрушается из-за низкой вязкости РЖ и большой нагрузки, выдавливающей масло из зазоров, а также из-за слишком высокой скорости скольжения трущихся поверхностей, в результате чего на контактных поверхностях возникают задиры, царапины, что приводит к появлению микротрещин, механическому износу деталей, нарушению герметичности и пр.

2. Газо- и водонасыщение РЖ. Износ металла возможен и вследствие газонасыщения жидкости воздухом. Газовые пузырьки при попадании в зону высокого давления «схлопываются» и вызывают точечные гидроудары, разрушающие поверхность деталей (*кавитационную коррозию*). Наличие воздуха в масле имеет и другие негативные последствия: интенсивное окисление РЖ, вызывающее ее преждевременное старение и утрату необходимых качеств; ухудшение динамических характеристик гидропривода из-за повышенной сжимаемости РЖ (снижение точности движения выходных звеньев гидродвигателей, вибраций гидропривода и др.). Поэтому необходимо оценивать количество воздуха в РЖ, напрямую зависящее от температуры и давления газа:

$$V_{\text{в}} = 0,1 V_{\text{ж}} (p/p_0), \quad (1.28)$$

где $V_{\text{ж}}$ — объем жидкости; p, p_0 — текущее и начальное давления воздуха над жидкостью.

При попадании в РЖ (на нефтяной основе) воды происходит водонасыщение (гидратация) масла и образование ржавчины, что так-

же вызывает быстрый износ оборудования. Вода проникает в гидросистему в виде конденсата из влажного воздуха, через неплотности в трубках водяного охлаждения теплообменных аппаратов и др. Наличие воды в РЖ строго лимитировано (ГОСТ 2477–65), поскольку наличие даже небольшого ее количества ($\approx 0,1\%$) резко увеличивает пенообразование, ухудшает смазывающие свойства масел и ускоряет износ деталей. При низких температурах возможно также замерзание воды в гидросистеме. Если объем воды достигает 20 % общего объема масла, то рабочую жидкость следует заменять.

3. Экологическая и эксплуатационная безопасность. Современные требования по охране окружающей среды и экологической безопасности производств распространяются и на установки гидропневмооборудования технологических машин. Прежде всего это касается рабочих жидкостей. Экологически приемлемые рабочие жидкости ОГПП должны удовлетворять следующим требованиям:

- *нетоксичность для живых организмов*, прежде всего человека;
- *отсутствие раздражений при попадании* (в жидком или газообразном состоянии) на кожу, на слизистую оболочку и на другие органы;
- *взрыво- и пожаробезопасность* при транспортировке, хранении и промышленном применении;
- *возможность безопасной утилизации*.

Глава 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ТРУБОПРОВОДОВ ОГПП

Трубопроводы ОГПП подразделяются на простые и сложные. *Простым* считается трубопровод постоянного диаметра, не имеющий отвлений и пропускающий постоянный расход при установившемся (стационарном) течении. Трубопровод считается *сложным*, если он представляет собой совокупность нескольких простых участков с общими узловыми точками, различными расходами по участкам, включая возможные отборы жидкости в узловых точках.

2.1. Задачи и методы расчета простых трубопроводов

Расчеты трубопроводов обычно сводятся к определению одного из трех параметров гидроневмосистем: 1) *расхода жидкости* (Q или Q_m); 2) действующего (располагаемого) напора H_p или *разности давлений* между входом и выходом $\Delta p = p_1 - p_2$; 3) *необходимого диаметра трубы* d (при заданных Q и H_p). В зависимости от того, какой из перечисленных параметров требуется найти, выделяют *три основные задачи расчета* простых трубопроводов (рис. 2.1).

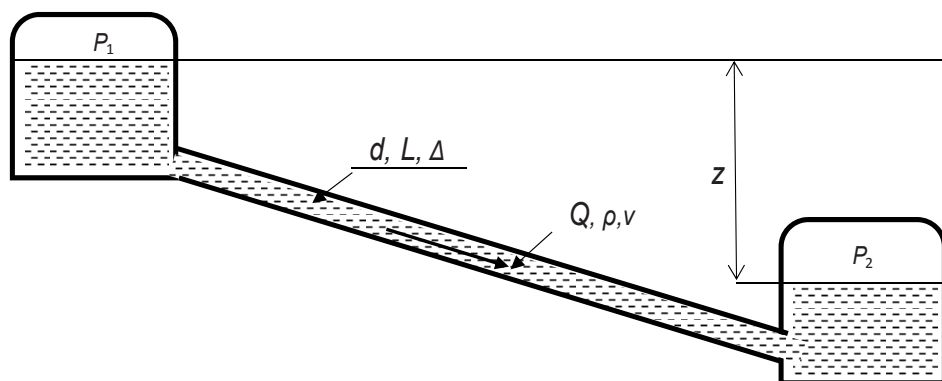


Рис. 2.1. Схема простого трубопровода

Задача 2.1. Заданы характеристики трубопровода (диаметр d , расчетная длина L , шероховатость стенок Δ) и жидкости (плотность ρ , вязкость ν , расход жидкости по трубе Q). Требуется определить действующий напор H_p .

Действующий напор определяется как разность уровней и давлений в резервуарах

$$H_p = z + (p_1 - p_2) / \rho g. \quad (2.1)$$

Основное правило: Действующий напор принимается равным общим потерям напора в трубопроводе

$$H_p = h_w = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_i \right) \frac{v^2}{2g}. \quad (2.2)$$

В этой зависимости потери на местные сопротивления иногда учитывают через эквивалентные длины (см. табл. П. 1.7). Тогда расчетная формула будет:

$$H_p = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (2.3)$$

где $L = l + \sum l_{\text{экв}}$ — расчетная длина трубопровода с учетом эквивалентных длин местных сопротивлений.

Для нахождения H_p по формуле (2.2) необходимо установить значение коэффициента гидравлического трения λ .

Пример 2.1. Для схемы (см. рис. 2.1) даны: диаметр трубы $d = 50$ мм, длина $l = 90$ м, шероховатость стенок трубы $\Delta = 0,1$ мм; жидкость: нефть плотностью $\rho = 850$ кг/м³, вязкостью $\nu = 0,1$ см²/с; давления в резервуарах: $p_1 = 20$ кПа, $p_2 = 10$ кПа.

Какой должна быть разность уровней Z , чтобы обеспечить расход $Q = 2,95$ л/с?

Расчеты:

1) Поскольку $Z = H_p + \frac{\Delta p}{\rho g} = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} + \frac{\Delta p}{\rho g}$, а скорость течения $v = 4Q/\pi d^2$, то для расчета коэффициента λ необходимо вначале установить режим течения по критерию Рейнольдса:

$$Re = 4Q/\pi d \nu = 4 \cdot 2,95 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 5 \cdot 0,1 = 7515,$$

т. е. течение турбулентное, поэтому используем формулу (1.19):

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11(0,009 + 0,002)^{0,25} = 0,0356.$$

2) Подставив это значение в выражение для Z , получаем

$$Z = 0,0356 \frac{(90 + 1 + 2) \cdot 1,5^2}{0,05 \cdot 20} - \frac{10^4}{850 \cdot 10} = 6,28 \text{ м.}$$

Примечания

1. Использование водопроводных формул. Расчеты можно существенно упростить, если воспользоваться *водопроводными формулами* и специальными таблицами (см. Справочные данные). Общие потери напора при турбулентном течении воды в трубах рассчитываются по зависимостям вида

$$h_L = ALQ^2 = Q^2 L / K^2, \quad (2.4)$$

где L — расчетная длина трубопровода (с учетом эквивалентных длин местных сопротивлений (табл. П. 1.7); A — удельное сопротивление (1 м длины трубы), $\text{с}^2/\text{л}^2$; K — модуль расхода, $\text{л}^2/\text{с}^2$; Q — объемный расход воды, л/с. Значения A и K берутся из табл. П. 1.6 в зависимости от материала труб; при этом, очевидно, что $A = 1/K^2$.

Так, для рассмотренного выше примера 2.1 при течении воды в стальной трубе имеем: $L = 90 + 1 + 2 = 93$ м, $K^2 = 90,25 \text{ л}^2/\text{с}^2$. То есть при расходе $Q = 3$ л/с потери напора равны:

$$h_L = 3^2 \cdot 93 / 90,25 = 9,3 \text{ м вод. ст.}$$

2. Характеристика трубопровода, графический метод. *Характеристикой трубопровода* называется график зависимости потерь напора от расхода. Уравнение характеристики — это зависимость вида:

$$h_L = BQ^2. \quad (2.5)$$

Рассчитав константу $B = L/K^2$ и задаваясь значениями расхода Q во всем диапазоне работы установки, строят кривую по формуле (2.5) (см. рис. 2.2). По заданному расходу графически получают значение потерь напора $h_L = f(Q)$.

По общему правилу эти потери равны действующему напору.

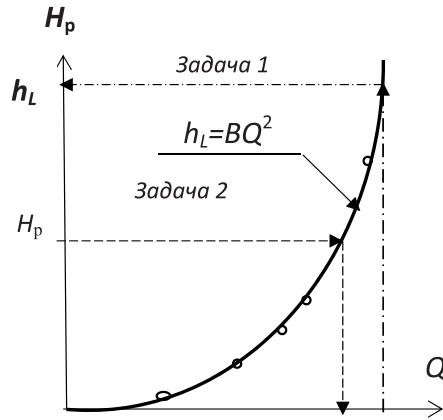


Рис. 2.2. Характеристика трубопровода

Задача 2.2. Заданы характеристики трубопровода (d , L , Δ), свойства жидкости (ρ , ν) и действующий напор H_p ; найти расход жидкости по трубе Q .

Очевидно, что эта задача является обратной для задачи 1, поэтому ее удобно решать с помощью формулы (2.4), преобразовав последнюю к виду:

$$Q = K \sqrt{H_p / L} = \sqrt{H_p / A \cdot L}. \quad (2.6)$$

При этом принимается $H_p = h_L$ согласно общему правилу.

Задача 2.3. Заданы: длина L и материал (Δ) трубы, свойства жидкости (ρ , ν), а также действующий напор H_p и расход жидкости Q . Необходимо подобрать диаметр d стандартной трубы, выпускаемой промышленностью.

Используя зависимость вида

$$K = Q / \sqrt{H_p / L}, \quad (2.7)$$

по табл. П. 1.6 выбирается диаметр стандартной трубы.

Пример 2.2

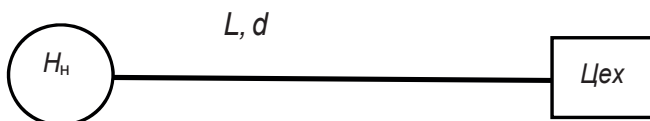


Рис. 2.3. Схема трубопровода

Между насосной станцией и новым цехом завода (рис. 2.3) необходимо проложить стальную трубу длиной $L = 200$ м, при этом напор насоса составляет $H_n = 30$ м вод. ст. и требуемый расход равен $Q = 20$ л/с. Подобрать из стандартных стальных труб, выпускаемых промышленностью, трубу необходимого диаметра.

Расчет.

По формуле (2.7) определяем значение модуля расхода:

$$K = 20 / \sqrt{30/200} = 51,64 \text{ л/с.}$$

По табл. П. 1.6 находим ближайшее подходящее значение $K = 61,16$ л/с. Данная величина K соответствует стандартной трубе диаметром $d = 100$ мм.

2.2. Расчет сложных трубопроводов (систем)

Сложный трубопровод представляет собой систему, состоящую из совокупности простых участков, соединенных общими узловыми точками.

Выделяют следующие основные типы сложных трубопроводов: *последовательное, параллельное, последовательно-параллельное и разветвленное соединения*. Основными расчетными зависимостями обычно являются водопроводные формулы (2.6).

1. Последовательное соединение труб (рис. 2.4)

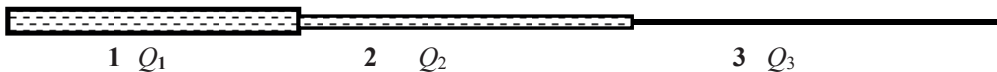


Рис. 2.4. Схема последовательного соединения

Особенностью соединения является одинаковость расхода по участкам: $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q = \text{const}$, а действующий напор H_p равен сумме потерь напора на каждом участке:

$$H_p = h_{L1} + h_{L2} + h_{L3} = \left(\frac{L_1}{K_1^2} + \frac{L_2}{K_2^2} + \frac{L_3}{K_3^2} \right) Q^2. \quad (2.8)$$

Пример 2.3. Определить необходимый действующий напор для системы из трех труб (рис. 2.4) с характеристиками: $L_1 = 300$ м, $d_1 = 200$ мм, $K_1 = 330$ л/с; $L_2 = 250$ м, $d_2 = 175$ мм, $K_2 = 230$ л/с; $L_3 = 200$ м, $d_3 = 150$ мм, $K_3 = 150$ л/с; расход воды равен $Q = 25$ л/с.

Расчет.

Из формулы (2.8) получаем

$$H_p = \left(\frac{300}{330^2} + \frac{250}{175^2} + \frac{200}{150^2} \right) \cdot 25^2 =$$

$$= (0,00275 + 0,00653 + 0,00888)625 = 11,35 \text{ м вод. ст.}$$

2. Параллельное соединение труб (рис. 2.5). В этой схеме общий расход равен сумме расходов по отдельным участкам: $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$. Действующий напор H_p равен потерям напора на любом из участков, поскольку эти потери одинаковы в каждой из линий:

$$H_p = h_{L1} = h_{L2} = h_{L3} = \frac{Q_1^2}{K_1^2} L_1 = \frac{Q_2^2}{K_2^2} L_2 = \frac{Q_3^2}{K_3^2} L_3. \quad (2.9)$$

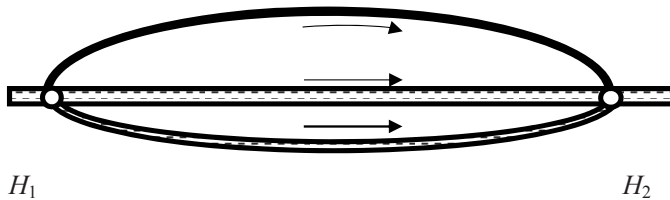


Рис. 2.5. Схема параллельного соединения труб

Пример 2.4. Определить расход по системе и расходы по участкам (рис. 2.5) при заданном действующем напоре $H_p = 12$ м вод. ст. и характеристиках труб из примера 2.4.

Расчет.

$Q_1 = K_1 / \sqrt{L_1} = 330 / \sqrt{300} = 19,05$ л/с; по аналогии получаем $Q_2 = 14,55$ л/с; $Q_3 = 10,6$ л/с. Общий расход по системе будет $Q = 44,2$ л/с.

Графический метод расчета. Обе схемы могут быть рассчитаны с помощью графического метода, основанного на использовании общей характеристики системы — $h_L = f(Q)$.

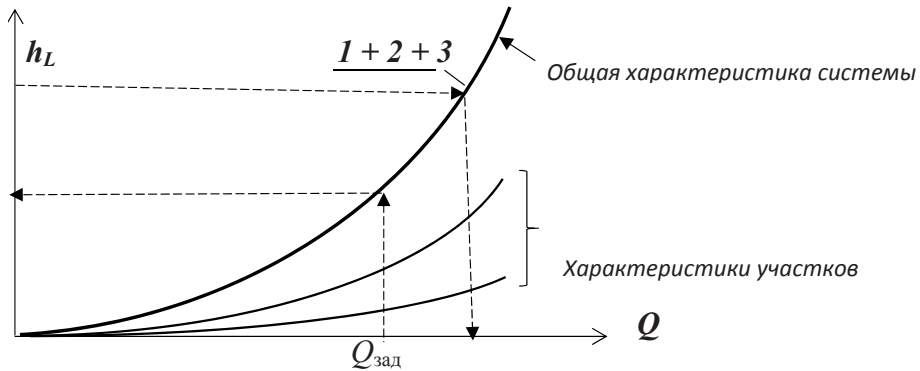


Рис. 2.6. Последовательное соединение участков

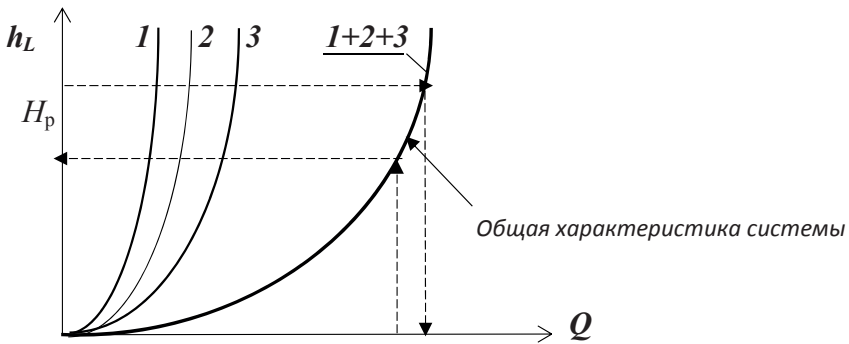


Рис. 2.7. Параллельное соединение участков

3. Последовательно-параллельное соединение участков (рис. 2.8)

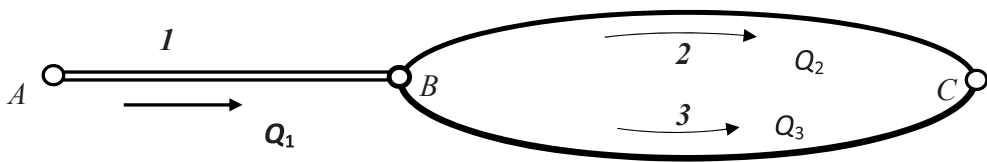


Рис. 2.8. Последовательно-параллельное соединение участков

Общее правило расчета такой системы следующее:

Последовательно-параллельное соединение рассчитывается как последовательное, в котором участки параллельно соединенных труб заменяются эквивалентными трубами, характеристики которых являются общими характеристиками участков.

Продemonстрируем это на примере схемы, представленной на рис. 2.8, используя графоаналитический метод. Решение дано на рис. 2.9.

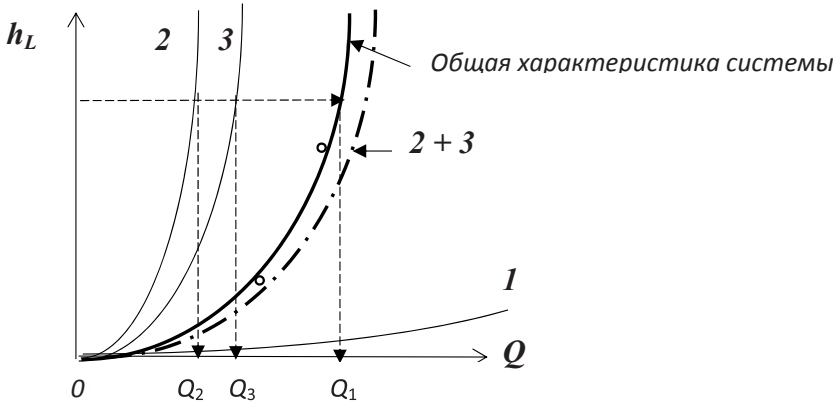


Рис. 2.9. Расчет последовательно-параллельного соединения труб

4. Разветвленный трубопровод. Данный тип соединения участков встречается в случае, когда несколько потребителей (например, гидродвигателей) получают питание от одного источника энергии (например, насосной или компрессорной станции) (рис. 2.10). При расчете системы необходимо найти начальное давление p_0 и необходимую мощность нагнетателя N_0 . Для расчета p_0 следует выбрать *определяющее направление*, т. е. направление к потребителю с наибольшим необходимым давлением насоса; как правило, это агрегат с максимальным рабочим давлением p_i .

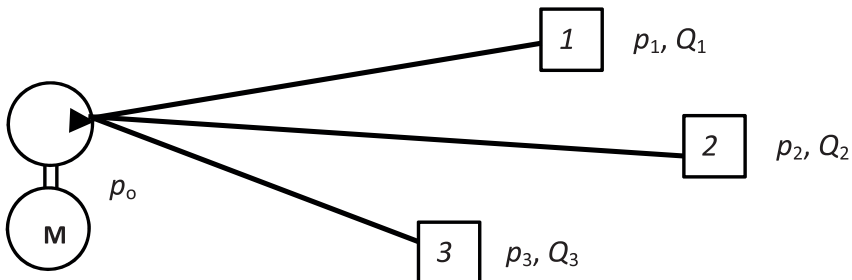


Рис. 2.10. Разветвленный трубопровод

Предположим, что это потребитель 2; тогда необходимое давление нагнетателя p_0 должно быть не менее значения:

$$p_o = p_2 + \Delta p_{\text{пот}2}, \quad (2.10)$$

где $\Delta p_{\text{пот}2}$ — полные потери давления на выбранном участке.

Необходимая мощность нагнетателя рассчитывается по полученному давлению и суммарному расходу в системе, равному $Q_o = \sum Q_i (i = 1, 2, 3...)$:

$$N_o = p_o \cdot Q_o. \quad (2.11)$$

Пример 2.5. Определить необходимое давление p_o для системы из трех труб (рис. 2.10) с характеристиками: $L_1 = 3,0$ м, $d_1 = 20$ мм, $K_1 = 0,78$ л/с, $p_1 = 1,0$ МПа, $Q_1 = 0,15$ л/с; $L_2 = 5,0$ м, $d_2 = 15$ мм, $K_2 = 0,34$ л/с, $p_2 = 1,5$ МПа, $Q_2 = 0,25$ л/с; $L_3 = 4,0$ м, $d_3 = 32$ мм, $K_3 = 3,26$ л/с, $p_3 = 1,2$ МПа, $Q_3 = 0,5$ л/с. Рассчитать мощность нагнетателя N_o .

Решение:

1) Принимаем за определяющее направление 2-й участок и рассчитываем потери давления:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{пот}2} &= \rho g h_L = \rho g \left(\frac{Q_2^2}{K_2^2} L_2 \right) = 1000 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,25^2}{0,34^2} \cdot 5 \right) = \\ &= 26,5 \text{ кПа} = 0,0265 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

2) Тогда требуемое давление нагнетателя будет равно

$$p_o = p_2 + \Delta p_{\text{пот}2} = 1,5 + 0,0265 = 1,5265 \text{ МПа}.$$

Необходимо убедиться, что этого давления будет достаточно для потребителей 1 и 3.

3) Необходимая мощность нагнетателя определится как

$$N_o = p_o (Q_1 + Q_2 + Q_3) = 1,5265 \cdot 10^6 (0,15 + 0,25 + 0,5) \cdot 10^{-3} = 1,374 \text{ кВт}.$$

2.3. Расчеты трубопроводов газовых потоков

Течение газов по сравнению с жидкостями отличается рядом особенностей, обусловленных физическими свойствами газов, прежде всего высокой сжимаемостью. При относительно малых перепадах дав-

ления (до 500 кПа) можно считать плотность газа постоянной по длине трубы, тогда расчеты воздухо- и газопроводов аналогичны расчетам трубопроводов жидкостей. При этом плотность газа рассчитывается по среднему давлению

$$\rho = p_{cp}/RT, \quad (2.12)$$

где $p_{cp} = (p_1 + p_2)/2$; p_1, p_2 — давления в начале и конце трубы; универсальная газовая постоянная (для воздуха) $R = 287$ Дж/кг·град.

Перепад давления из-за потерь на трение по длине трубы и местные сопротивления определится как

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right) \frac{\rho v^2}{2}. \quad (2.13)$$

Пример 2.6. В трубопровод диаметром $d = 100$ мм и длиной $l = 100$ м подается сжатый воздух при давлении $p_1 = 8,81 \cdot 10^5$ Па и температуре 20°C . Скорость газа на входе в трубопровод $v = 30$ м/с. Вязкость воздуха $\nu = 15,7 \cdot 10^{-9}$ м²/с, шероховатость стенок трубы $\Delta = 0,3$ мм. Определить расход воздуха и давление на выходе из трубы.

Решение.

1) Плотность воздуха на входе в трубу определится как

$$\rho_1 = \frac{981000}{287 \cdot 293} = 11,6 \text{ кг/м}^3.$$

2) Массовый расход воздуха по трубе

$$Q_m = \rho_1 \omega v_1 = 11,6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} \cdot 30 = 2,65 \text{ кг/с}.$$

3) Число Рейнольдса в потоке газа будет равно

$$\text{Re} = \frac{v d}{\nu} = \frac{30 \cdot 0,1^2 \cdot 10^6}{15,7} = 1,92 \cdot 10^5.$$

4) Коэффициент Дарси (гидравлического трения) равен

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot (0,003 + 0,00035)^{0,25} = 0,0267.$$

5) Перепад давления определится по формуле

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{Q_m^2}{2\omega^2} \cdot \frac{p_1}{\rho_1},$$

откуда абсолютное давление на выходе трубы будет равно $p_2 = 8,4 \cdot 10^5$ Па.

2.4. Истечение жидкостей из отверстий и насадков

Истечение — это струеобразное течение жидкости (или газа) через отверстие (или насадок, сопло) под действием разности давлений (напоров) $\Delta p = p_1 - p_2$ (рис. 2.11).

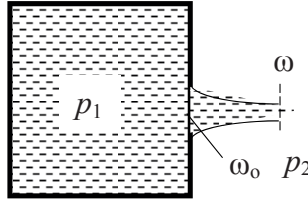


Рис. 2.11. Схема истечения через отверстие

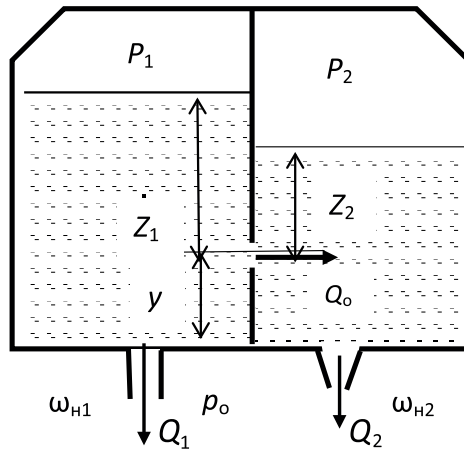
Объемный расход жидкости через отверстие будет равен

$$Q_o = \mu_o \omega_o \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho g}}, \quad (2.14)$$

где μ_o — коэффициент расхода отверстия ($\approx 0,61$); ω_o — площадь отверстия; ρ — плотность жидкости.

При истечении через насадки или сопла расчет проводится по формуле (2.14) с учетом *коэффициента расхода* устройства μ_o . Вводится еще два коэффициента истечения: *коэффициент сжатия струи* $\varepsilon = \omega/\omega_o$ (ω — площадь сечения струи после сжатия) и *коэффициент скорости* $\varphi = v/v_o$, учитывающий снижение скорости струи из-за сжатия струи. Стандартные значения коэффициентов истечения даны в табл. П. 1.8. Если уровень жидкости над отверстием значителен, то нужно учитывать и весовое давление жидкости.

Пример 2.7. Определить расходы истечения через отверстие и насадки в установке, состоящей из двух секций, при заданных значениях параметров: $Z_1 = 4$ м; $Z_2 = 2$ м; $y = 1$ м; давления в секциях: $p_1 = 30$ кПа; $p_2 = 10$ кПа; $\omega_o = 5$ см²; $\omega_{н1} = 4$ см². Найти площадь конического насадка $\omega_{н2}$, необходимую для пропускания расхода Q_o .



Расчеты:

1. Напоры истечения:

для отверстия: $H_o = (p_1 - p_2) / \rho g - (Z_1 - Z_2) = 4 \text{ м};$

для насадков: $H_1 = 8 \text{ м}, H_2 = 4 \text{ м}.$

2. Расход через отверстие и конический насадок равен

$$Q_2 = Q_o = \mu_o \omega_o \sqrt{2gH_o} = 0,61 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 10 \cdot 4} = 2,73 \text{ л/с}.$$

3. Необходимая площадь насадка во второй секции бака:

$$\omega_{н2} = Q_2 / \mu_n \sqrt{2gH_o} = 0,00273 / 0,82 \sqrt{2 \cdot 10 \cdot 4} = 3,72 \text{ см}^2.$$

4. Расход через левый насадок будет равен

$$Q_1 = \mu_n \omega_{н1} \sqrt{2gH_1} = 0,82 \cdot 4 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 10 \cdot 8} = 2,93 \text{ л/с}.$$

Часть вторая.

ГИДРОПРИВОД И ГИДРОАВТОМАТИКА

Глава 3.

СТРУКТУРНО-ЭЛЕМЕНТНАЯ СХЕМА ОГП

Как уже указывалось, привод технологических машин — это совокупность устройств и механизмов, приводящих в действие исполнительные органы машины. Он включает три подсистемы: *энергетическую* — источник энергии и силовой гидродвигатель, реализующий рабочий цикл машины; *управляющую* — контрольно-регулирующую аппаратуру, обеспечивающую требуемые значения рабочих параметров (мощность, скорость, усилие и др.); *обеспечительную* — совокупность вспомогательных устройств, поддерживающих нормальный режим работы установки.

В механических приводах энергия преобразуется и передается с помощью механических приспособлений и устройств (рычажных, зубчатых, винтовых и др.). В электроприводах основной вид энергии — электрическая — преобразуется в механическую посредством электродвигателей. В *гидравлических и пневматических приводах* гидравлическая энергия рабочего тела — жидкости или газа — преобразуется в механическую с помощью гидро- и пневмодвигателей.

Гидропривод (гидропередача) (см. рис. 3.1) предназначен для передачи механической энергии от приводного двигателя «М» к рабочему органу технологической машины «РО» посредством специальной рабочей жидкости, циркулирующей по линиям ОГП. Рабочая жидкость, по сути, также является весьма важным элементом ОГП, поскольку к ней предъявляются особые технические требования и условия применения. *Структурно-элементная схема объемного гидропривода* (см. рис. 3.1) включает:

- *насос 1* — преобразователь механической мощности привода в гидравлическую мощность потока жидкости, равную:

$$N_r = pQ, \quad (3.1)$$

где p — давление в рабочей жидкости, Па; Q — объемный расход, $\text{м}^3/\text{с}$.

- *гидродвигатель 2* — преобразователь гидравлической мощности потока рабочей жидкости в механическую мощность выходного звена ОГП;
- *гидроаппаратура управления и регулирования 3*, предназначенная для поддержания необходимых значений рабочих параметров ОГП и защиты гидросистемы от перегрузки;
- *вспомогательная гидроаппаратура 4*, обеспечивающая нормальный режим эксплуатации гидропередачи.

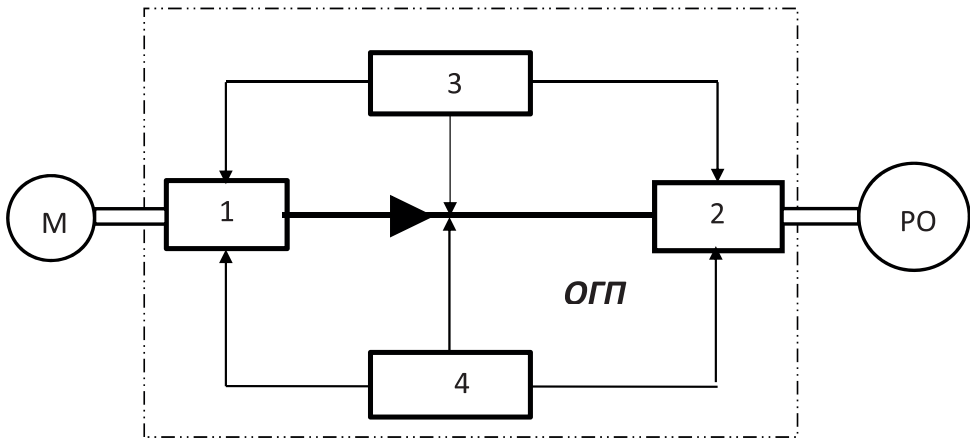


Рис. 3.1. Структурно-элементная схема гидропривода

3.1. Насосы объемного гидропривода

Объемный насос (Н) — гидравлическая машина, в которой рабочая жидкость перемещается под внешним воздействием специального силового устройства — *вытеснителя 1* (поршня, плунжера, лопасти, винта и др.), движущегося в *рабочей камере 2* (см. рис. 3.2).

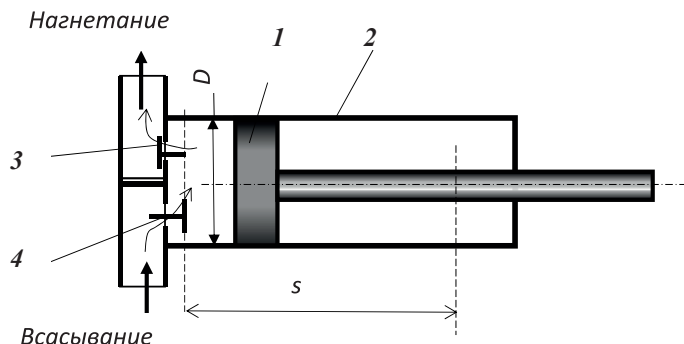


Рис. 3.2. Схема объемного поршневого насоса:

1 — поршень-вытеснитель; 2 — рабочая камера; 3 — нагнетательный клапан;
4 — всасывающий клапан

Рабочие характеристики объемных насосов. Нормативными рабочими характеристиками объемных насосов являются: подача, давление (напор), мощность и коэффициент полезного действия (КПД).

Подача Q — объем жидкости, подаваемой в напорную линию за единицу времени ($\text{м}^3/\text{ч}$ или $\text{л}/\text{мин}$). Исходной величиной при расчете подачи является **номинальный рабочий объем V_o** (см^3) — расчетное значение суммарного объема рабочих камер насоса за один оборот вала. Например, у однокамерного насоса одностороннего действия (рис. 3.2) этот объем равен

$$V_o = (\pi D^2 / 4) \cdot s, \quad (3.2)$$

где D — диаметр поршня, значения которого определены ГОСТ 12447—80 от 1 до 1000 мм; s — длина хода вытеснителя. Норматив V_o устанавливается ГОСТ 13824—80 в пределах от 1 до 8000 (9000) см^3 .

У многокамерного роторного насоса этот объем соответственно зависит от числа камер z в цилиндрическом блоке и рассчитывается по формуле:

$$V_o = \frac{\pi D^2}{4} s \cdot z. \quad (3.3)$$

Теоретическая (расчетная) подача насоса равна

$$Q_T = V_o \cdot n, \quad (3.4)$$

где n — частота вращения вала ротора, устанавливаемая ГОСТ 12446—80 в пределах от 0,6 до 24000 об/мин (для электродвигателей принимают $n_{\text{ном}}$, предусмотренную паспортными, стандартными данными).

Действительная подача насоса меньше теоретической на величину объемных потерь рабочей жидкости, включающих уменьшение начального, всасываемого, количества жидкости (на входе в насос) из-за сжатия и утечек через неплотности $\Delta Q_{\text{ут}}$:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{т}} - \Delta Q_{\text{ут}} = \eta_0 Q_{\text{т}}, \quad (3.5)$$

где *объемный КПД насоса* определится как

$$\eta_0 = 1 - \Delta Q_{\text{ут}} / Q_{\text{т}} = Q_{\text{н}} / Q_{\text{т}}. \quad (3.6)$$

Момент на валу насоса

$$M_{\text{вн}} = V_o \cdot \Delta p_{\text{н}} / 2\pi \cdot \eta_{\text{мн}}, \quad (3.7)$$

где $\Delta p_{\text{н}}$ — перепад давления на выходе и входе насоса; $\eta_{\text{мн}}$ — механический КПД насоса, учитывающий потери энергии на трение в подвижных узлах и гидравлические потери давления.

Мощность приводного двигателя насоса определится как

$$N_{\text{пр}} = N_{\text{н}} / \eta_{\text{н}}, \quad (3.8)$$

где $\eta_{\text{н}}$ — общий КПД насоса.

Главной характеристикой насоса является зависимость подачи от давления в линии нагнетания: $Q_{\text{н}} = f(p_{\text{н}})$; обычно она устанавливается опытным путем при постоянном числе оборотов вала $n_{\text{н}}$ (рис. 3.3, а).

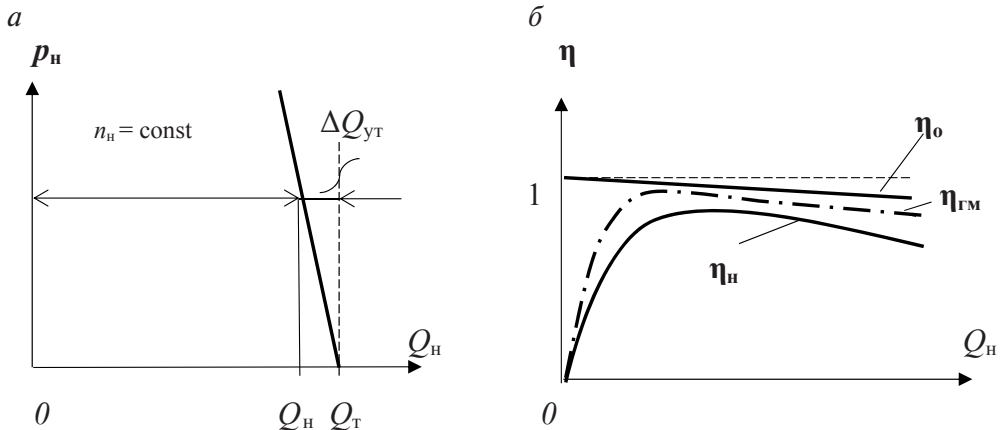


Рис. 3.3. Рабочие характеристики объемного насоса
а — расходно-перепадная; б — зависимость КПД от подачи

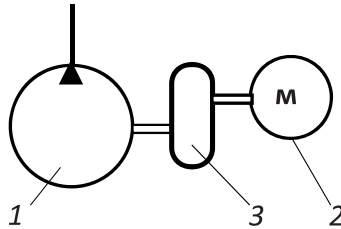
По зависимости коэффициента полезного действия насоса от подачи $\eta_n = f(Q_n)$ (рис. 3.3, б) определяют, какая часть подведенной мощности теряется в машине, т. е. устанавливает степень эффективности агрегата. Преобразование энергии в насосе сопровождается еще и гидромеханическими потерями, поэтому общий КПД агрегата определяется произведением:

$$\eta_n = \eta_o \eta_{гм}. \quad (3.9)$$

Отметим, что характеристика КПД $\eta_n = f(Q_n)$ зависит от вязкости рабочей жидкости: при увеличении вязкости возрастает объемный КПД, но снижается гидромеханический. Поэтому следует выбирать оптимальное значение, при котором суммарные потери будут минимальными.

Пример 3.1. Объемный роторный насос 1 приводится во вращение электродвигателем 2 через редуктор 3, имеющий КПД $\eta_p = 0,94$; передаточное отношение у редуктора $n_p = 10/16$. Рабочий объем насоса $V_o = 16 \text{ см}^3/\text{об}$, частота вращения электродвигателя $n_1 = 1440 \text{ об/мин}$. Давление нагнетания на выходе из насоса $p_n = 10 \text{ МПа}$; КПД насоса: объемный $\eta_{он} = 0,95$, общий $\eta_n = 0,8$; КПД электродвигателя $\eta_{эд} = 0,87$.

Определить мощность, потребляемую электродвигателем из сети.



Решение:

1) Частота вращения вала насоса равна

$$n_2 = n_1 \cdot n_p = 1440 \cdot (10/16) = 900 \text{ об/мин.}$$

2) Мощность, потребляемая насосом, будет

$$N_{вн} = \frac{p_n V_o n_2 \eta_{он}}{\eta_n} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 16 \cdot 10^{-6} \cdot 900 \cdot 0,95}{0,8 \cdot 60} = 2,85 \text{ кВт.}$$

3) Мощность, потребляемая электродвигателем, равна:

$$N_{\text{эд}} = \frac{N_{\text{н}}}{\eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{эд}}} = \frac{2,85}{0,94 \cdot 0,87} = 3,48 \text{ кВт.}$$

Обозначение насосов в гидросхемах. Обозначения насосов в схемах бывают *полуконструктивные* (отражающие принцип действия насоса) и *функциональные* (указывающие только на функциональные возможности машины). Согласно ГОСТ 2.782–96 основными являются функциональные (рис. 3.4), полуконструктивные — допустимыми.

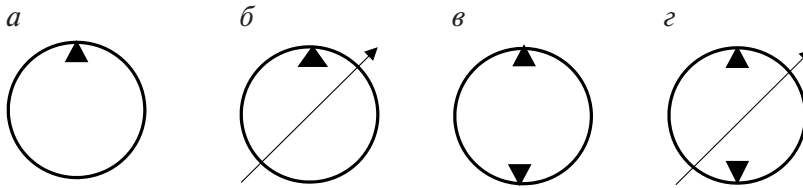


Рис. 3.4. Функциональные обозначения объемных роторных насосов:

а — нерегулируемый, нереверсивный; *б* — регулируемый, нереверсивный;
в — нерегулируемый, реверсивный; *г* — регулируемый, реверсивный

Треугольники на символах указывают направление подачи рабочей жидкости с высоким давлением в линию нагнетания.

3.2. Гидродвигатели объемного гидропривода

Объемный гидродвигатель (ГД) — машина, преобразующая гидравлическую энергию потока рабочей жидкости в механическую мощность выходного звена (вала, штока, плунжера и др.), непосредственно или через передаточное устройство (муфту, редуктор и др.) соединенное с рабочим органом технологической машины. В зависимости от характера движения выходного звена различают: *гидромоторы* (двигатели вращательного движения), *гидроцилиндры* (двигатели поступательного, прямолинейного движения); *поворотные гидродвигатели* (двигатели возвратно-поворотного движения — на угол меньше 360 °).

3.2.1. Гидромоторы

Гидромотор (ГМ) — это гидромашина, конструктивно аналогичная объемному роторному насосу, поэтому такие машины могут работать

в режиме и мотора, и насоса. К основным характеристикам гидромоторов относятся:

- *рабочий объем* $V_{о\text{ ГМ}}$, см³, — расчетный объем рабочей жидкости, поступающей в камеру ГМ за один оборот вала. Это основной нормативный параметр, устанавливаемый по ГОСТ 13824–80;
- *расход рабочей жидкости* $Q_{\text{ГМ}}$ — количество жидкости, подводимое к ГМ для обеспечения заданной частоты вращения $n_{\text{ГМ}}$:

$$n_{\text{ГМ}} = Q_{\text{ГМ}} / V_{о\text{ ГМ}}; \quad (3.10)$$

- *крутящий момент на валу* $M_{\text{ГМ}}$

$$M_{\text{ГМ}} = V_{о\text{ ГМ}} \cdot \Delta p_{\text{ГМ}} \cdot \eta_{\text{ГМ}} / 2\pi, \quad (3.11)$$

где $\Delta p_{\text{ГМ}} = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$ — перепад давления между входной и выходной линиями ГМ, $\eta_{\text{ГМ}}$ — гидромеханический КПД машины;

- *эффективная мощность* ГМ — это полезная мощность на выходном звене гидромашины

$$N_{\text{ГМ}} = 2\pi M_{\text{ГМ}} n_{\text{ГМ}} / 60; \quad (3.12)$$

- *общий КПД* гидромотора; определяется по формуле

$$\eta_{\text{ГМ}} = 2\pi M_{\text{ГМ}} \eta_{\text{м}} / (Q_{\text{вых}} + \Delta Q_{\text{ут}}) \Delta p_{\text{ГМ}}. \quad (3.13)$$

Графики рабочих характеристик приведены на рис. 3.5.

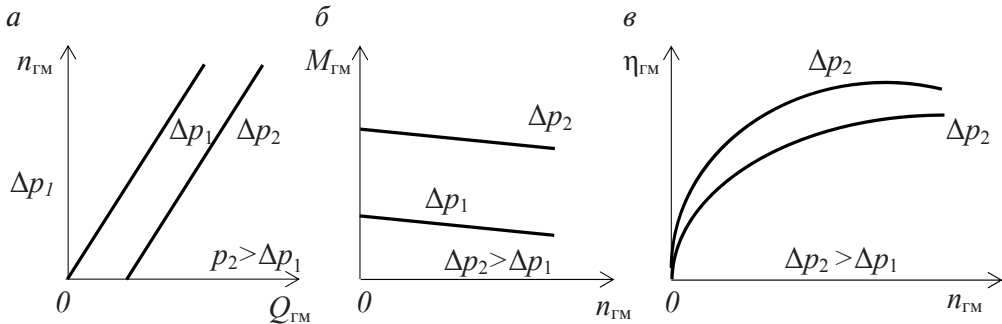


Рис. 3.5. Характеристики гидромотора:
а — скоростная; б — нагрузочная; в — КПД

Обозначения гидромоторов в схемах приведены на рис. 3.6.

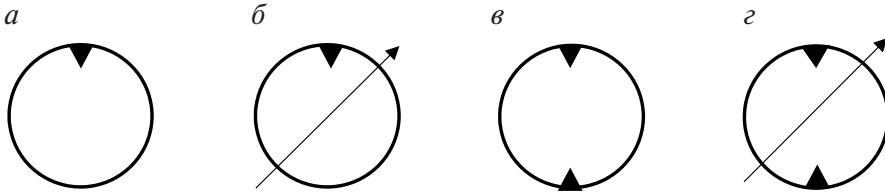
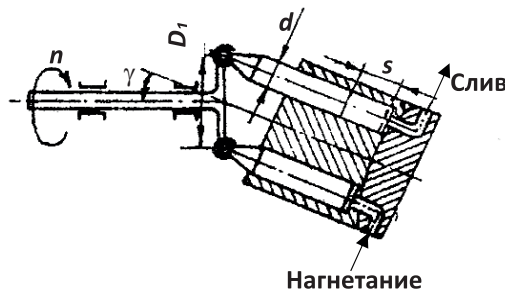


Рис. 3.6. Условные обозначения гидромоторов:

а — нерегулируемый, нереверсивный; *б* — регулируемый, нереверсивный;
в — нерегулируемый, реверсивный; *г* — регулируемый, реверсивный

Пример 3.2. Аксиально-поршневой ГМ имеет следующие размеры: диаметр плунжера $d = 25$ мм, диаметр $D_1 = 80$ мм, угол наклона оси вращения ротора $\gamma = 20^\circ$, число плунжеров $z = 7$.

Определить: рабочий объем $V_{огм}$; выбрать его стандартное значение и рассчитать необходимый расход РЖ в ГМ при КПД $\eta_{огм} = 0,7$, $n_2 = 500$ об/мин.



Расчет:

1) Рабочий объем машины определится по зависимости

$$V_o = \frac{\pi d^2}{4} z D_1 \sin \gamma = \frac{3,14 \cdot 2,5^2}{4} \cdot 7 \cdot 8 \cdot 0,34 = 93,4 \text{ см}^3.$$

2) Принимаем по ГОСТу $V_o = 100 \text{ см}^3$ и вычисляем расход жидкости в ГМ:

$$Q_{гм} = V_o n_2 \eta_{огм} = 100 \cdot 500 \cdot 0,7 = 35 \cdot 10^3 \text{ см}^3/\text{мин} = 35 \text{ л/мин}.$$

3.2.2. Гидроцилиндры

Гидроцилиндры (ГЦ) — объемные гидродвигатели возвратно-поступательного движения, подразделяемые по конструкции выходно-

го звена на *поршневые, плунжерные, телескопические* и др. Наиболее распространенным типом ГЦ являются поршневые (рис. 3.7). Диаметр поршня D является нормативным показателем; нормальные диаметры по ГОСТ 12447–80 берутся в пределах от 1 до 900 мм. Диаметр штока рекомендуется брать по отношению $d = 0,5D$.

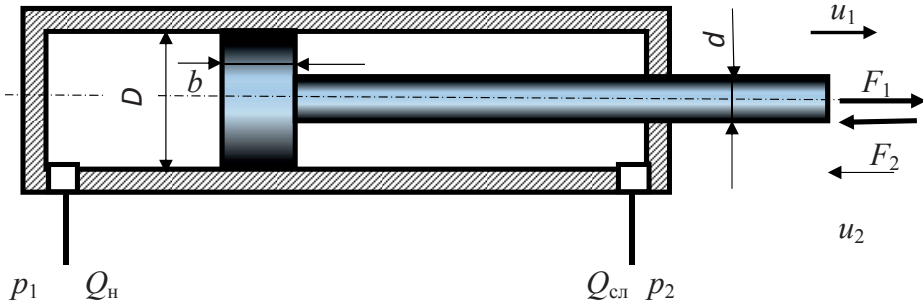


Рис. 3.7. Схема поршневого гидроцилиндра

По характеру действия — усилия F — различают ГЦ *одностороннего* и *двустороннего действия*. Основные параметры одноштокового поршневого ГЦ двухстороннего действия следующие:

- *скорость перемещения в прямом направлении*

$$u_1 = 4Q_n / S_1; \quad S_1 = \pi D^2 / 4; \quad (3.14)$$

- *скорость перемещения в обратном направлении*

$$u_2 = 4Q_n / S_2; \quad S_2 = \pi(D^2 - d^2) / 4. \quad (3.15)$$

- *сила F_1 на штоке (теоретическая)*

$$F_1 = F_T = p_1 S_1 - p_2 S_2. \quad (3.16)$$

- *условие равновесия сил на штоке*

$$F_p = F_1 + F_{тр} + F_{ин}, \quad (3.17)$$

где F_1 — внешняя нагрузка на шток; $F_{тр} = f(\pi D b) \sigma_0$ — сила трения поршня о стенки корпуса (здесь f — коэффициент трения штока, σ_0 — контактное напряжение трения); $F_{ин} = m a$ — сила инерции подвижных частей массой m при ускорении a .

Максимальная внешняя нагрузка, которую может преодолеть гидроцилиндр, определится как

$$F_{\text{вн}} = (p_1 S_1 - p_2 S_2) - F_{\text{тр}} = (p_1 S_1 - p_2 S_2) \eta_{\text{мц}}, \quad (3.18)$$

где $\eta_{\text{мц}}$ — механический КПД цилиндра (обычно $\eta_{\text{мц}} = 0,95-0,98$).

- *эффективная мощность на выходном звене ГЦ*

$$N_{\text{гц}} = F_{\text{вн}} \cdot u; \quad (3.19)$$

- *потребляемая гидроцилиндром мощность*

$$N_{\text{пот}} = N_{\text{гц}} + \Delta N_{\text{тр}} = N_{\text{гц}} / \eta_{\text{гц}}, \quad (3.20)$$

где $\eta_{\text{гц}}$ — общий КПД гидроцилиндра.

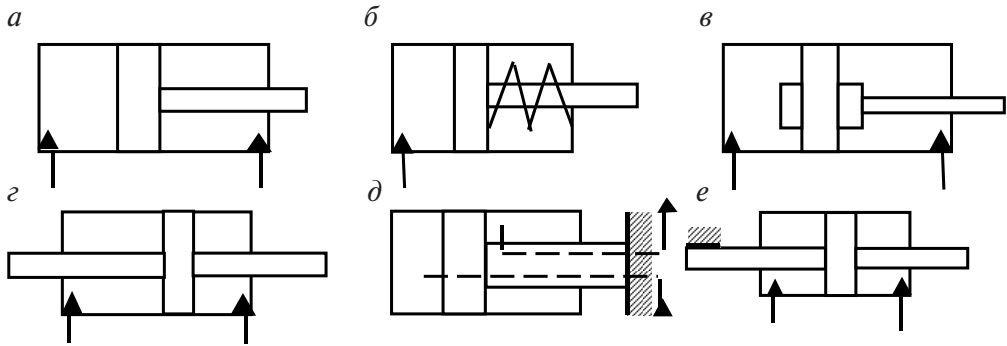


Рис. 3.8. Условные обозначения гидроцилиндров в схемах

Условные обозначения ГЦ в схемах представлены на рис. 3.8. Обычно выходным органом гидроцилиндров является шток, но таковым может быть и корпус (рис. 3.8, д, е); в этом случае шток фиксируется неподвижно, и рабочая жидкость под давлением подается через внутренние каналы в рабочую полость.

Пример 3.3. Гидроцилиндр размерами $D = 100$ мм, $d = 50$ мм, $l = 500$ мм имеет манжетное уплотнение и объемный КПД $\eta_v = 0,98$.

Насос обеспечивает подачу $Q_n = 41$ л/мин. Максимально допустимая скорость течения РЖ в сливной линии равна $v = 2$ м/с.

Рассчитать диаметр сливной трубы, мощность насоса и работу, произведенную ГЦ.

Решение:

1. Определяем необходимый диаметр трубы. Для этого:

1) установим величину расхода жидкости в сливной линии; выразим скорость движения поршня вправо как

$$u = 4Q_n \eta_o / \pi (D^2 - d^2)$$

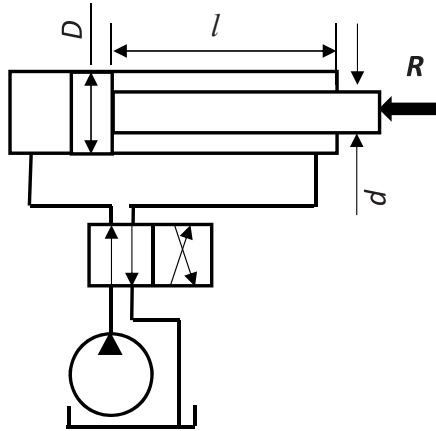
и подставим в выражение для расхода слива:

$$Q_{сл} = (\pi D^2 / 4) u = D^2 Q_n \eta_o / (D^2 - d^2) = 53,33 \text{ л/мин};$$

2) рассчитаем и выберем стандартный диаметр трубы:

$$d_{сл} = 1,13 \sqrt{Q_{сл} / v_{сл}} = 1,13 \sqrt{53,33 / 20 \cdot 60} = 23,7 \text{ мм}.$$

Выбираем по ГОСТу $d_{сл} = 25 \text{ мм}$.



2. Определяем мощность насоса, необходимую для преодоления нагрузки $R = 8 \text{ кН}$, если механический КПД ГЦ равен $\eta_m = 0,92$:

$$N = pQ = (4R/\pi D^2) Q_n / \eta_m = 189,23 \text{ кВт} \approx 190 \text{ кВт}.$$

3. Определяем работу, произведенную ГЦ при преодолении нагрузки:

$$A = R \cdot l = 8000 \cdot 0,5 = 4000 \text{ Дж} = 4 \text{ кДж}.$$

В некоторых случаях необходимо произвести торможение в конце хода поршня: это осуществляется *гидродемпфированием*, т. е. гашением кинетической энергии движения $E_k = m_{пр} u^2 / 2$ (где $m_{пр}$ — приведенная масса подвижных частей) посредством дросселирования жидкости в щели между выступом и выточкой в торцевой стенке корпуса. Графический символ ГЦ с гидродемпфером представлен на рис. 3.8, в.

Рассмотрим некоторые специальные конструкции ГЦ.

1. *Плунжерные гидроцилиндры* — это ГЦ с выходным элементом в виде плунжера (рис. 3.9). Они используются для создания больших усилий, например, в прессовых установках, гидроподъемниках и др.

Их отличает простота конструкции, малый ход и значительный размер диаметра плунжера d ($\approx 0,8D$), а также высокие рабочие давления (до 30 МПа), что требует особо герметичных уплотнений.

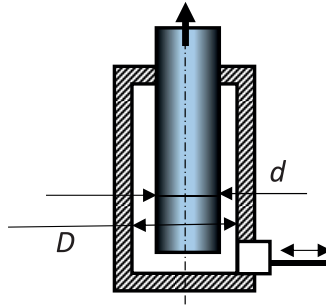


Рис. 3.9. Плунжерный гидроцилиндр

2. *Телескопические гидроцилиндры* (рис. 3.10) применяются для увеличения длины хода выходного звена: она равняется сумме ходов всех подвижных элементов (ступеней) агрегата.

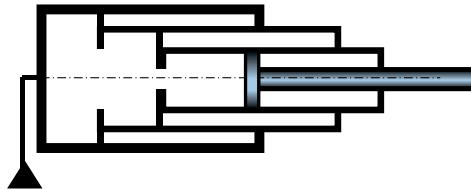
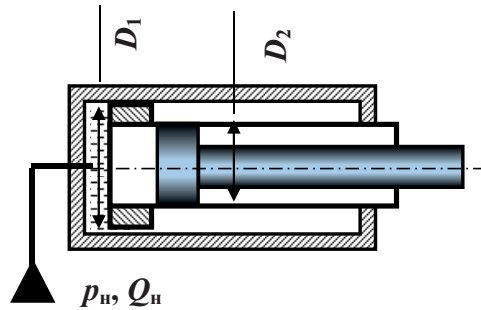


Рис. 3.10. Телескопический гидроцилиндр

Пример 3.4. Двухступенчатый телескопический ГЦ имеет диаметры ступеней $D_1 = 110$ мм и $D_2 = 100$ мм. Коэффициенты полезного действия агрегата: объемный $\eta_v = 0,98$; общий $\eta = 0,9$. Давление и подача при нагнетании $p_n = 5$ МПа, $Q_n = 8$ л/мин. Определить скорости u_1 и u_2 и усилия F_1 и F_2 ступеней.

Предварительное замечание. В этом типе ГЦ вначале должны полностью выдвигаться ступени с большим диаметром (в данной схеме ступень с D_1), только затем — ступени с меньшим диаметром. Вдвигаются ступени в обратном порядке. В связи с этим расчетным диаметром в ГЦ является наибольший из перемещающихся ступеней.



Решение:

1. Определяем искомые параметры:

$$u_1 = \frac{Q \cdot \eta_o}{S_1} = \frac{4Q \cdot \eta_o}{\pi D_1^2} = \frac{4 \cdot 8 \cdot 0,98}{3,14 \cdot 1,1^2} = 0,825 \text{ м/мин};$$

$$u_2 = \frac{Q \cdot \eta_o}{S_2} = 0,99 \text{ м/мин};$$

$$F_1 = p \cdot S_1 \cdot \eta = 5 \cdot 10^6 \cdot 0,785 \cdot 0,11^2 \cdot 0,96 = 45,5 \text{ кН};$$

$$F_2 = p \cdot S_2 \cdot \eta = 37,6 \text{ кН}.$$

2. Находим среднюю скорость перемещения, если длины перемещения ступеней $l_1 = 0,4 \text{ м}$, $l_2 = 0,5 \text{ м}$.

$$u_{\text{ср}} = (l_1 + l_2) / (l_1/u_1 + l_2/u_2) = 0,92 \text{ м/мин}.$$

Эксплуатационные требования к гидроцилиндрам:

- поршни, плунжеры и штоки при развитии усилия должны двигаться равномерно, без рывков по всей длине хода;
- нагрузки на штоки должны быть направлены по осевой линии, боковые нагрузки недопустимы, так как приводят к преждевременному износу уплотнений, перекосам и заклиниванию;
- наружные утечки рабочей жидкости через уплотнения не допускаются, хотя на подвижных поверхностях штоков допустимо образование масляной пленки небольшой толщины (для смазки);
- внутренние перетечки рабочей жидкости из полостей высокого давления должны быть минимальными и не превышать технические нормативы;

- рабочие поверхности деталей гидроцилиндра должны иметь защитные покрытия, т.е. быть износостойкими, коррозионно-стойкими.

3.2.3. Поворотные гидродвигатели

Поворотным гидродвигателем (ПГД) является устройство, используемое для возвратно-поворотного движения на угол поворота менее 360° . Различают поршневые и пластинчатые ПГД.

Поршневые ПГД — это комбинация поршневого (или плунжерного) гидроцилиндра и поворотного устройства — шестерни, рычага и др. На рис. 3.11 представлены схемы *шестеренно-поршневого* и *рычажно-поршневого* ПГД; на рис. 3.12 — *лопастного*.

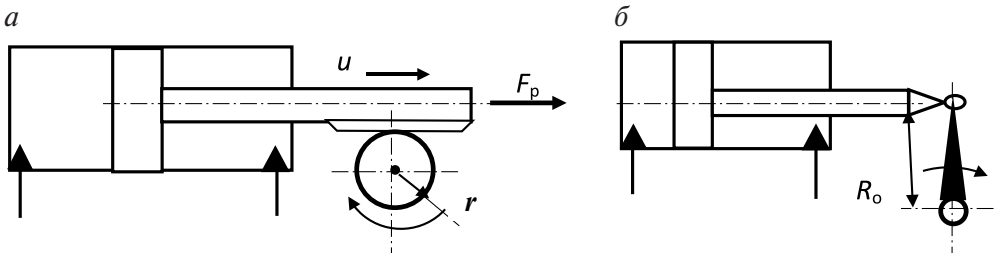


Рис. 3.11. Схемы поршневых поворотных гидродвигателей
 а — шестеренно-поршневой ПГД; б — рычажно-поршневой

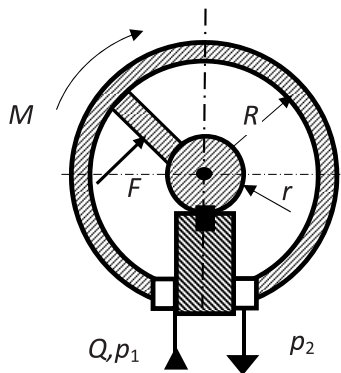


Рис. 3.12. Схема однолопастного ПГД

Основными расчетными параметрами ПГД являются крутящий момент, развиваемый двигателем, $M_{дв}$, и угловая скорость поворота ω .

1. Для поршневых ПГД эти параметры находят по формулам:

- *момент двигателя*

$$M_{\text{пгд}} = F_p \cdot R_o, \quad (3.21)$$

где F_p — усилие, развиваемое гидроцилиндром;

- *угловая скорость поворота*

$$\omega = u/R, \quad (3.22)$$

где $u = Q/S$ — скорость перемещения штока.

2. Для лопастного ПГД рабочие параметры зависят от размеров и конструкции аппарата. На рис. 3.12 представлена схема одноступенчатого ЛПГД с лопастью прямоугольной формы. Пренебрегая потерями, определим M_d и ω .

Эффективная площадь лопасти равна $S_d = (R - r) B$, где B — ширина лопасти; тогда сила давления на лопасть F_p определится как

$$F_p = (p_1 - p_2) S_d.$$

Отсюда крутящий момент ЛПГД:

$$M_d = F_p L = \Delta p (R^2 - r^2) B / 2, \quad (3.23)$$

где $L = (R + r)/2$ — плечо силы; $\Delta p = p_1 - p_2$.

Угловая скорость поворота определяется линейной скоростью центра давления, т. е. точки приложения силы F_p ; эта скорость равна $u = Q/S_d$. Тогда

$$\omega = u/L = Q/S_d L = 2Q(R^2 - r^2)B. \quad (3.24)$$

Примечание. Для увеличения крутящего момента ЛПГД используют многолопастные агрегаты — с двумя или даже тремя лопастями; в этом случае выражение для M_d в формуле (3.23) следует умножить на количество лопастей — z .

Применение ЛПГД на практике ограничено сложностью обеспечения герметичности между лопастью и корпусом, поэтому рабочее давление в них ограничено до $p_1 = 16$ МПа; развиваемый номинальный крутящий момент находится в пределах от 160 до 2000 Н·м; максимальная скорость поворота равна $\omega = \pi/\text{с}$.

Обозначения ЛПГД в схемах. ГОСТ 2.782–96 установлено условное графическое обозначение ПГД (рис. 3.13, а), независимо от величины

угла поворота, но на практике иногда этот символ применяется лишь для агрегатов с углом поворота $\varphi \leq 180^\circ$, а для углов поворота $\varphi \approx 270^\circ$ используется символ (рис. 3.13, б).

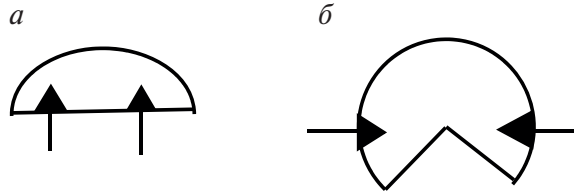


Рис. 3.13. Обозначения ЛПГД:

а — с углом поворота до 180° ; б — с углом поворота до 360°

Пример 3.5. Лопастной поворотный гидродвигатель (рис. 3.12) имеет прямоугольную пластину шириной $B = 80$ мм и диаметры рабочей камеры $D = 400$ мм и $d = 200$ мм. Определить, при каком давлении p в рабочей камере и расходе масла Q выходной вал развивает крутящий момент $M = 4800$ Н·м и скорость поворота $\omega = 5$ рад/с. Принять КПД гидродвигателя: механический $\eta_m = 0,8$; объемный КПД $\eta_{об} = 0,97$. Противодавление считать равным нулю.

Решение:

Исходя из величины крутящего момента, находим:

$$p = \frac{8M}{(D^2 - d^2)Bk\eta_o} = \frac{8 \cdot 4800}{(0,4^2 - 0,2^2) \cdot 0,08 \cdot 1 \cdot 0,8} = 5 \text{ МПа.}$$

$$Q = \frac{(D^2 - d^2)Bk\omega}{8\eta_o} = \frac{(4^2 - 2^2) \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 5}{8 \cdot 0,97} = 6,2 \text{ л/мин.}$$

3.3. Гидроаппаратура управления и регулирования

Гидроаппаратура управления и регулирования (ГАУР) предназначена для управления потоком рабочей жидкости в гидросистеме ОГП (раздачи жидкости потребителям, изменения направления потока, блокировки потока) и для регулирования рабочих параметров гидропередачи (скорости, усилия, момента и мощности), а также защиты гидросистемы от перегрузок.

Поэтому по функциональному назначению ГАУР подразделяется на:

- распределительно-направляющую;
- контрольно-регулирующую гидроаппаратуру.

3.3.1. Распределительно-направляющая гидроаппаратура (РНГА)

РНГА осуществляет управление потоками рабочей жидкости, изменение направления течения и блокировку потока. Основными гидроаппаратами в этой группе являются гидрораспределители, обратные клапаны, гидрозамки и делители и сумматоры потоков.

Гидрораспределители. Основными конструктивными элементами гидрораспределителя (рис. 3.14) являются *корпус 1* и *запорно-направляющий элемент 2*; последний определяет тип ГР: золотниковый, клапанный, крановый и т.д. По числу фиксированных позиций запорно-направляющего элемента (ЗНЭ) аппараты бывают двух-, трех-, четырехпозиционные; позиции обозначаются на функциональном знаке квадратом. Соответственно и число внешних — подводящих и отводящих — линий учитывается при характеристике ГР.

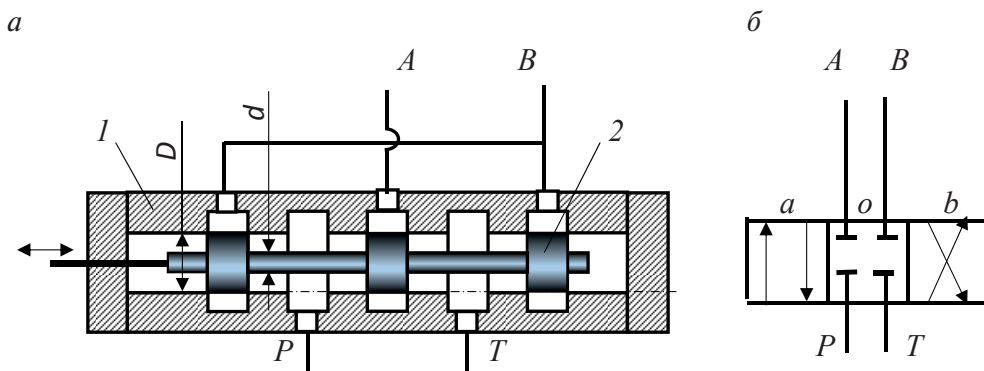


Рис. 3.14. Золотниковый гидрораспределитель 4/3:

a — конструктивная схема; *б* — символическое обозначение

Например, аппарат, представленный на рис. 3.14, имеет расфигурку — четырехлинейный трехпозиционный распределитель, что зафиксировано в его цифровом обозначении — в виде дроби 4/3. Чтобы установить направление потоков жидкости через распределитель, необходимо мысленно поместить соответствующую позицию ГР в схе-

му; стрелки в квадрате укажут направление течения в напорной и сливной магистралях.

Важной характеристикой ГР является также *команда управления*, т. е. способ перевода распределителя из одной позиции в другую. Основные виды команд приведены на рис. 3.15.

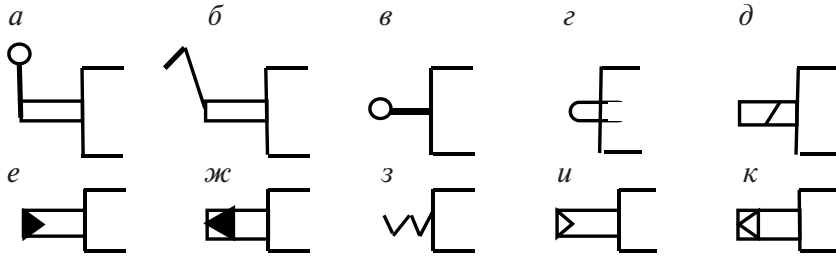


Рис. 3.15. Команды управления гидрораспределителями:

а — ручное; *б* — педальное; *в* — роликовое; *г* — кнопочное; *д* — электромагнитное;
е — гидравлическое (повышением давления); *жс* — гидравлическое (сбросом давления);
з — пружинное; *и, к* — пневматическое (повышением и сбросом давления)

В мощных тяжело нагруженных гидросистемах с высокими рабочими давлениями для перемещения золотников требуются большие усилия (100 и более ньютонов). В таких случаях целесообразно применять *двухступенчатые (двухкаскадные) ГР* (рис. 3.16), включающие основную (силовую) «С» и вспомогательную (управляющую) «У» ступени.

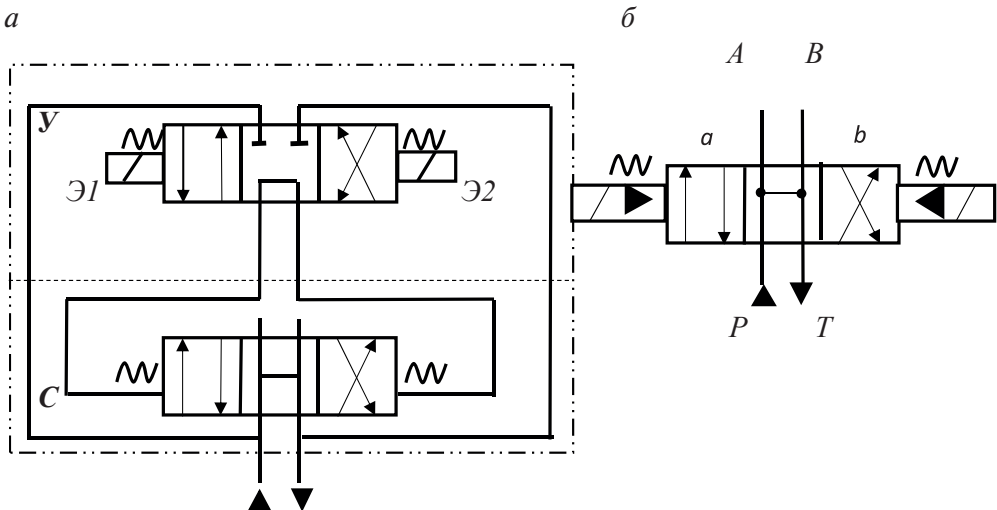


Рис. 3.16. Схема двухступенчатого распределителя:

а — полное обозначение; *б* — сокращенное обозначение

В качестве примера рассмотрим двухступенчатый ГР 4/3 с электрогидравлическим управлением. Действие двухкаскадного ГР состоит в следующем. При выключенных электромагнитах Э1 и Э2 вспомогательная ступень «У» ГР находится в нейтральном положении, основная «С» также неподвижна. При включении, например Э1, золотник управляющей ступени переводится в позицию «а», что влечет за собой подачу импульса давления в основную ступень и переход ее запорно-направляющего элемента в позицию «а», после чего рабочее давление из нагнетательной линии «Р» поступает в гидродвигатель (линию А). При включении электромагнита Э2 реализуется обратное движение.

Клапанные гидрораспределители. У клапанных ГР запорно-регулирующий элемент выполнен в форме клапана — сферического или конического — и обеспечивает более высокую герметичность, чем золотниковые ГР. На рис. 3.17 показана конструктивная схема (а) клапанного ГР (марки РН) 2/2 с механическим управлением и его схемный символ (б).

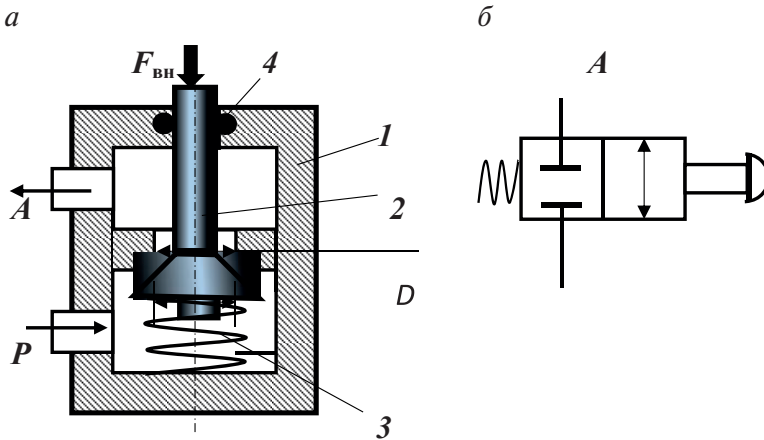


Рис. 3.17. Клапанный гидрораспределитель:

а — конструкция; б — обозначение в схемах

Клапан 2 в корпусе 1 под действием пружины 3 прижимается к седлу, перекрывая течение жидкости из полости Р в полость А. Уплотнения 4 обеспечивают герметизацию клапана.

Для открытия прохода к штоку клапана нужно приложить внешнее усилие $F_{вн}$, равное

$$F_{вн} \geq F_{пр} + \Delta p(D^2 - d^2)/4, \quad (3.25)$$

где $F_{\text{пр}}$ — сила поджатия пружины; Δp — разность давлений в полостях P и A .

3.3.2. Контрольно-регулирующая аппаратура

В зависимости от параметра регулирования КРА можно подразделить на *регуляторы расхода (скорости)* и *регуляторы давления*.

Регуляторы расхода. Основными регуляторами расхода в ОГП являются дроссели (Др). *Дроссель* — это местное гидравлическое сопротивление, которое устанавливается в линии циркуляции рабочей жидкости и обеспечивает изменение расхода, поступающего в гидродвигатель. Величина расхода через дроссель определяется по формуле

$$Q_{\text{др}} = \mu_d \omega_o \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (3.26)$$

где μ_d — коэффициент расхода дросселя ($\mu_d = 0,6 \dots 0,7$); ω_o — площадь проходного сечения в дросселе; $\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давления на дросселе; ρ — плотность рабочей жидкости.

Следовательно, расход может регулироваться изменением либо разности давлений Δp , либо площади прохода ω_o .

Типы и обозначения дросселей даны на рис. 3.18.

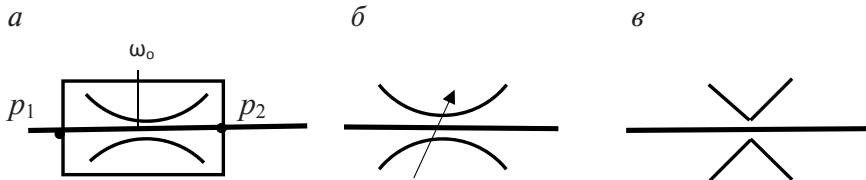


Рис. 3.18. Условные обозначения дросселей:

a — линейный; $б$ — регулируемый; $в$ — квадратичный

В *регулируемых* аппаратах (рис. 3.18, б) изменение расхода производится путем изменения площади прохода ω_o , поэтому их удобно использовать для управления скоростью гидродвигателей. Изменение же разности давлений Δp обычно происходит при вариации нагрузки на выходном звене ГД.

Нерегулируемые Др (рис. 3.18, а, в) применяют для обеспечения фиксированного расхода при заданном Δp . В этом случае изменение давления на выходе p_2 (из-за изменения нагрузки) автоматически вызовет изменение расхода $Q_{\text{др}}$. Характер этого изменения показан на *регулиру-*

ровочных характеристиках $Q_{др} = f(\Delta p)$ (рис. 3.19), которые определяются типом аппарата. Дроссели могут быть *линейными* (ламинарными) (рис. 3.18, б) и *квадратичными* (турбулентными) (рис. 3.18, в); соответствующие им характеристики представлены на рис. 3.19.

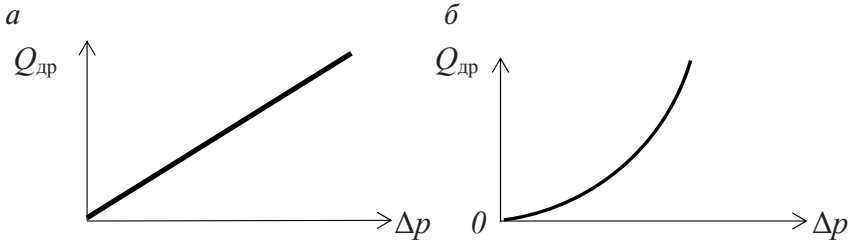


Рис. 3.19. Регулировочные характеристики дросселей:

а — ламинарный дроссель; б — турбулентный дроссель

Дросселирующие гидрораспределители. Гидроаппараты, предназначенные одновременно для распределения потока и регулирования расхода в нескольких линиях, называются *дросселирующими гидрораспределителями* (см. рис. 3.14, а). При смещении золотника 2 через образовавшиеся кольцевые щели жидкость начинает протекать в обоих направлениях с расходом, зависящим от площади щели $S_{щ}$:

$$Q_{тр} = \mu_{тр} S_{щ} \sqrt{2\Delta p / \rho}, \quad (3.27)$$

где $S_{щ} = \pi D x$ — площадь щели (D — диаметр золотника, x — смещение); $\mu_{тр}$ — коэффициент расхода, равный 0,61...0,65.

Символическое обозначение данного аппарата приведено на рис. 3.20.

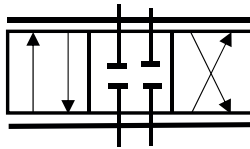


Рис. 3.20. Обозначение дросселирующего гидрораспределителя

Регуляторы давления. Эти гидроаппараты предназначены для пропускания рабочей жидкости в одном направлении и запираания потока в противоположном, т.е. выполняют функцию *блокаторов потока*. Поэтому они часто называются *обратные клапаны* (ОК) (рис. 3.21). Открытие ОК происходит при определенном давлении $p_{кл}$, величина

которого зависит от силы *пружины 1* и веса запорно-регулирующего элемента *2*.

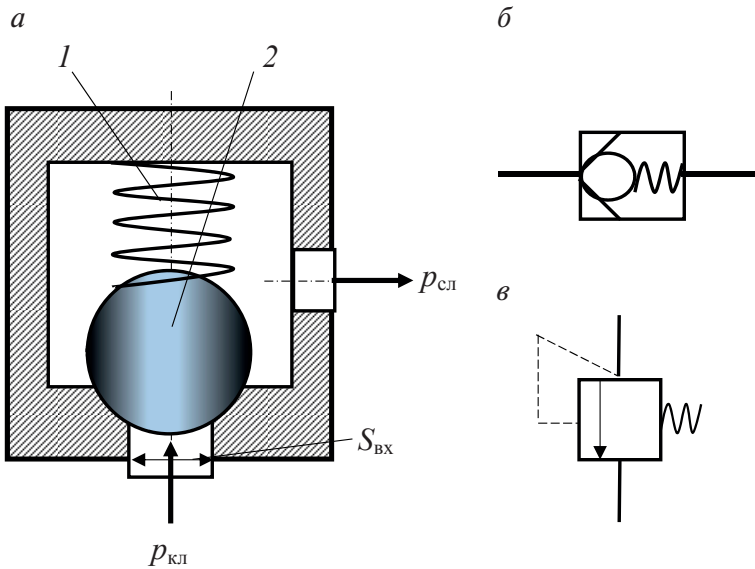


Рис. 3.21. Схема и изображение клапана давления:
а — конструктивная схема; б, в — функциональные символы

Если пренебречь давлением $p_{сл}$, то давление открытия клапана будет

$$p_{кл} = \frac{F_o}{S_{вх}} = \frac{G + F_{пр}}{S_{вх}}, \quad (3.28)$$

где G — вес клапана *2*; $S_{вх}$ — площадь отверстия входа; $F_{пр}$ — усилие пружины.

Двухлинейные гидроклапаны (см. рис. 3.22) выполняют функцию управления и распределения. Они имеют конический запорно-регулирующий элемент *1*, прижимаемый к седлу пружинной *2*. Клапан открывается в зависимости от направления давления в камерах *А* и *В*. Действие клапана определяется соотношением сил, действующих в полостях *А*, *В* и в линии управления «У» по уравнению (3.29):

$$p_A \frac{\pi d^2}{4} + p_B \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = p_y \frac{\pi D^2}{4}. \quad (3.29)$$

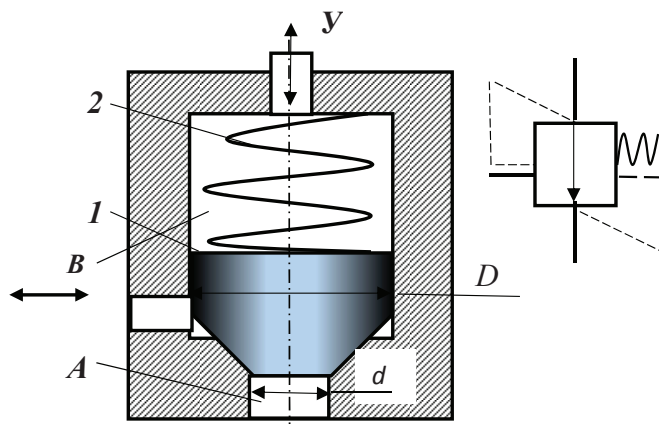


Рис. 3.22. Схема и обозначение двухлинейного клапана

Редукционный клапан. Данный аппарат предназначен для регулирования и поддержания давления p_2 в отводимом (сливном) потоке (рис. 3.23).

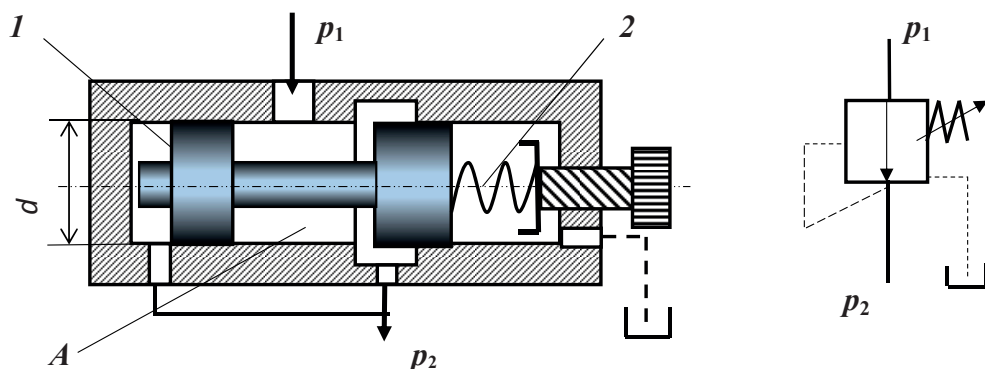


Рис. 3.23. Конструктивная схема и обозначение редукционного клапана

На золотник 1 действует сила давления жидкости в полости A, соединенной с отводимым потоком, и усилие пружины 2 — $F_{\text{пр}}$. Из условия равновесия золотника, пренебрегая силами трения, получаем:

$$F_{\text{пр}} = p_2 S_{\text{зол}} = p_2 (\pi d^2 / 4). \quad (3.30)$$

Гидроклапан разности давлений. Предназначен для поддержания разности давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости (рис. 3.24). При работе клапана рабочее окно открыто на столько,

чтобы обеспечить требуемый перепад давления $\Delta p = p_1 - p_2$, который задается поджатием пружины 2 и может изменяться в зависимости от позиции золотника 1.

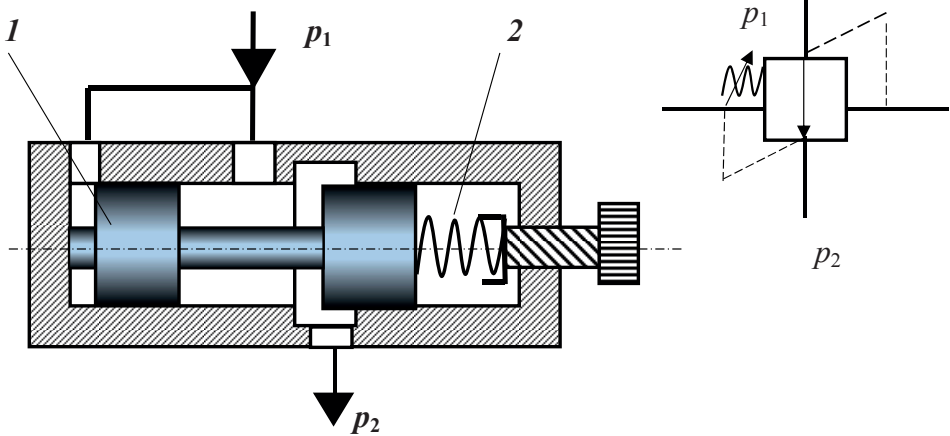


Рис. 3.24. Клапан разности давлений: схема и обозначение

Регулятор потока. Гидроаппарат, с помощью которого можно поддерживать постоянный расход при изменении давления на выходе или на входе, называется *регулятором потока* (хотя по сути его следовало бы называть *стабилизатором расхода*) (рис. 3.25).

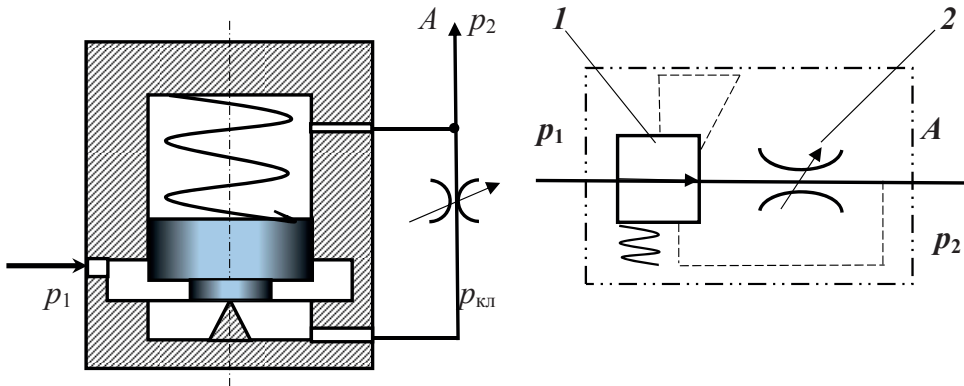


Рис. 3.25. Регулятор потока: схема и обозначение

Он представляет собой комбинацию *клапана разности давлений 1*, обеспечивающего постоянную разность давлений $\Delta p = p_1 - p_2$, и дросселя 2 — регулятора расхода.

Двухступенчатые клапаны (непрямого действия). Эти аппараты содержат два клапана — основной 1 и вспомогательный 2 (управляющий) (рис. 3.26).

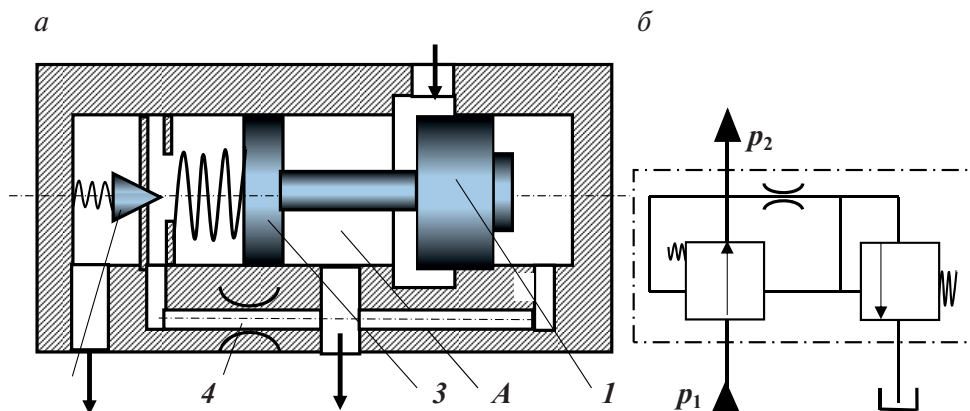


Рис. 3.26. Редукционный клапан непрямого действия:

а — конструкция клапана; *б* — обозначение в схемах

Изменение давления p_1 при изменении p_2 происходит в рабочей камере A основного клапана 1; требуемая величина перепада $\Delta p = p_1 - p_2$ устанавливается посредством пружины 3. При снижении расхода давление p_2 на выходе станет повышаться, увеличится расход через дроссель 4 и вспомогательный клапан 2. Это вызовет снижение давления в камере A и смещение золотника влево, что приведет к уменьшению p_2 . Следовательно, данный гидроклапан автоматически поддерживает заданное пружинной давление p_2 .

Гидроклапаны соотношения давления. Данный гидроаппарат поддерживает постоянное соотношение давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости, при этом отношение давлений поддерживается постоянным и зависит лишь от размеров (диаметров) золотника. Обозначение клапана дано на рис. 3.27. Расчетное соотношение давлений $p_1/p_2 = (d/D)^2$ (см. рис. 3.14).

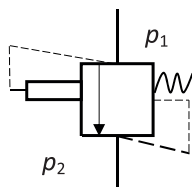


Рис. 3.27. Схема и обозначение клапана соотношения давлений

3.4. Вспомогательная гидроаппаратура

Как было сказано ранее, вспомогательная гидроаппаратура (ВГА) предназначена для обеспечения нормального режима работы гидропривода по основным параметрам: температуре, чистоте и количеству рабочей жидкости; герметичности гидросистемы и др. Поэтому аппараты ВГА классифицируются, в основном, по функциональному назначению.

3.4.1. Кондиционеры рабочей жидкости

Кондиционеры — это устройства, обеспечивающие необходимые качественные характеристики рабочей жидкости ОГП, главным образом, чистоту и температуру. Эти функции выполняют очистители жидкости — фильтры и сепараторы, и теплообменные аппараты (ТОА) — нагреватели и охладители.

Очистители рабочих жидкостей. В зависимости от применяемого способа очистки жидкости от загрязнений эти аппараты подразделяются на две группы: *фильтры* и *сепараторы*. В фильтрах загрязнения устраняются с помощью специального фильтрующего элемента (ФЭ), выполненного из особого материала (бумаги, ткани, сетки и др.); в сепараторах частицы отделяются от жидкости посредством силовых полей (гравитационных, магнитных, электростатических).

Фильтры. В данных аппаратах очистка рабочих жидкостей от твердых частиц происходит путем *фильтрования*, когда жидкость пропускается через фильтрующий элемент, задерживающий частицы примесей. По характеру действия фильтрование может быть поверхностным или объемным. В первом случае задержание частиц происходит лишь в поверхностном слое ФЭ: это — сетчатые, тканевые, бумажные и т. д. фильтры. Во втором случае примеси улавливаются всем объемом фильтроэлемента, например, в керамических, войлочных и многослойных аппаратах.

Основными характеристиками фильтров являются: *тонкость фильтрации* x , мкм; *номинальный расход фильтрации* $Q_{\text{ном}}$ и *номинальное давление* $p_{\text{ном}}$, а также допустимый *перепад давления* на фильтре $\Delta p_{\text{ф}}$. Эксплуатационным критерием является срок работы (*ресурс*) фильтра.

Под *номинальной тонкостью фильтрации* x понимается минимальный размер частиц, задерживаемый фильтроэлементом, количество

которых должно составлять не менее 90 % от общего числа частиц, находящихся в неочищенной РЖ. ГОСТ 14066–68 устанавливает нормальный ряд значений x : 1, 2, 5, 10, 16, 25, 40, 63, 80 мкм. На практике (в зависимости от x) условно различают фильтры: *грубой* ($x > 15$ мкм), *нормальной* (до 10 мкм) и *тонкой очистки* (до 1 мкм). Для обеспечения требуемых тонкости и качества фильтрации материал ФЭ должен быть достаточно механически прочным, термо- и химически стойким, не выделять в поток РЖ частиц — волокон, загрязнений и т. п., ухудшающих качество жидкости. Иначе говоря, фильтр должен надежно работать в течение установленного ресурса эксплуатации.

Номинальный расход фильтрации $Q_{\text{ном}}$ — это объем РЖ, проходящий через чистый фильтроэлемент за единицу времени при заданном перепаде давления $\Delta p_{\text{ф}}$ и вязкости жидкости. Увеличение перепада $\Delta p_{\text{ф}}$ свидетельствует о загрязнении фильтроэлемента и необходимости его замены или очистки.

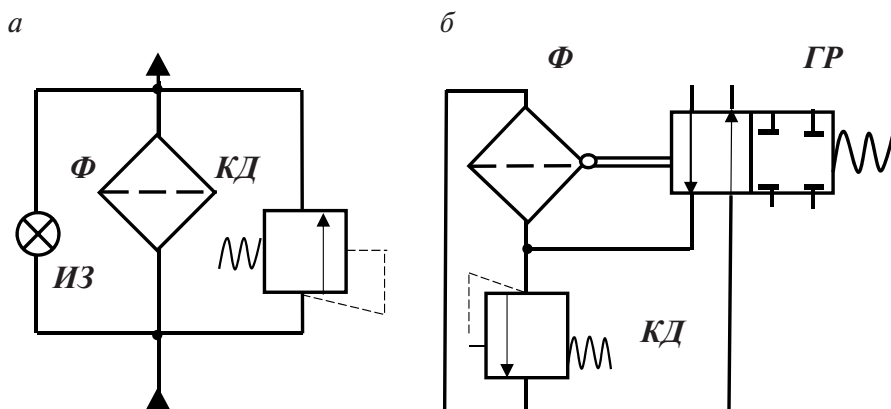


Рис. 3.28. Оснастка фильтров средствами индикации загрязнения:

а — фильтр с индикатором загрязнения; б — фильтр с клапаном

Для защиты фильтров и ФЭ в некоторых марках используются перепускные клапаны давления (рис. 3.28, а), которые при превышении установленного перепада давления $\Delta p_{\text{ф}}$ сбрасывают жидкость в обход фильтра. Иногда для этого используют специальные *индикаторы загрязнения* (ИЗ) (электрические, манометрические), информирующие о загрязнении ФЭ.

Оценочным показателем загрязненности фильтров является *грязе-емкость*; под этим термином понимается количество загрязнений, которое способен задержать фильтр от начала эксплуатации до замены

или регенерации фильтроэлемента. Грязеемкость в какой-то мере связана со сроком службы фильтра (его рабочим ресурсом), а также с его пропускной способностью, определяемой по формуле:

$$Q_{\phi} = k_{\phi} \Delta p_{\phi} S_{\phi} / \mu, \quad (3.31)$$

где k_{ϕ} — коэффициент пропускной способности ФЭ площадью 1 м^2 при перепаде давления $\Delta p_{\phi} 1 \text{ МПа}$ и вязкости рабочей жидкости $\mu = 0,1 \text{ Па} \cdot \text{с}$; S_{ϕ} — площадь поверхности фильтрующего элемента.

В процессе работы фильтра значение k_{ϕ} постепенно уменьшается, и для поддержания расхода фильтрации необходимо увеличивать Δp_{ϕ} .

Тонкость фильтрации также оценивают *коэффициентом отфильтровывания* ψ , равным отношению:

$$\psi = (n_1 - n_2)/n_1, \quad (3.32)$$

где n_1, n_2 — количество частиц загрязнений данного размера соответственно в неотфильтрованной жидкости и в отфильтрованной.

Конструкция фильтра должна обеспечивать удобную замену фильтроэлементов за короткое время. Для этого используются фильтроаппараты со встроенными (отсечными) клапанными распределителями (см. рис. 3.28, б).

Сепараторы. Очистка жидкости от твердых частиц посредством силового поля осуществляется чаще всего гравитационным отстоем (осаждением) или центробежной силой в центрифугах.

Осаждение частиц происходит в неподвижном объеме РЖ под действием силы тяжести; время осаждения t_o зависит от высоты слоя H и скорости осаждения v :

$$t_o = H/v = 18\mu H/[(\rho_t - \rho)gd^2], \quad (3.33)$$

где μ, ρ — вязкость и плотность жидкости; ρ_t, d — плотность и крупность частиц.

Однако для качественной очистки в гравитационных сепараторах требуется значительное время, поэтому их применяют лишь в условиях длительного хранения РЖ. В рабочих условиях очистка жидкостей производится посредством центрифуг (см. рис. 3.29), барабаны которых вращаются с большими угловыми скоростями.

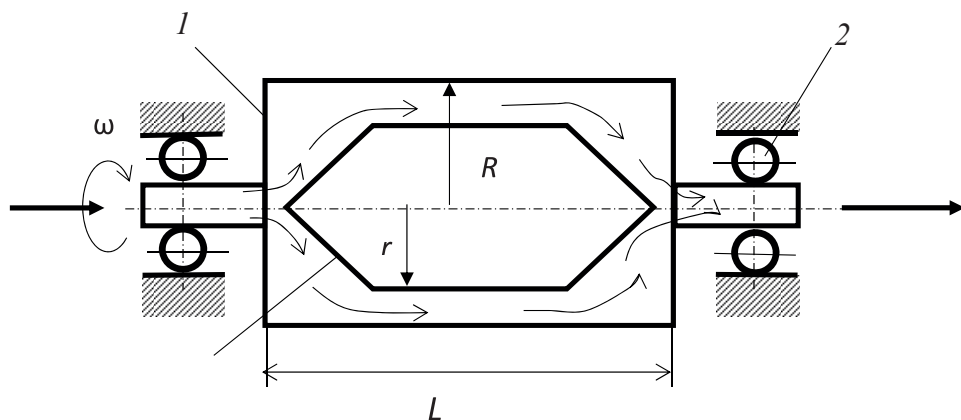


Рис. 3.29. Схема центрифуги

Ротор 1 радиусом R вращается в подшипниках 2; внутри него находится вставка 3, вращающаяся вместе с ротором. Загрязненная рабочая жидкость поступает в полость между ротором и вставкой, где под действием центробежной силы частицы отбрасываются к стенке и оседают на внутренней поверхности ротора. Наименьший размер удаляемых частиц (тонкость очистки) определяется по формуле:

$$d = \frac{4,25}{\omega(R-r)} \sqrt{\frac{Q \cdot \mu(3R+r)}{\pi(\rho_r - \rho)Lr}}, \quad (3.34)$$

где L — длина ротора, которая должна быть не менее величины

$$L = \frac{18\mu(3R+r)Q}{\pi(\rho_r - \rho)d^2\omega^2r(R+r)}. \quad (3.35)$$

Центробежный сепаратор может работать и как насос, поэтому его можно устанавливать непосредственно во всасывающей линии вместо фильтра; при этом грязеемкость агрегата на два-три порядка выше, чем фильтров. Срок службы сепараторов практически неограничен, поскольку обслуживание сводится лишь к очистке поверхности ротора.

3.4.2. Требования к чистоте рабочих жидкостей

Загрязнения РЖ оказывают крайне вредное воздействие на надежность работы и срок службы гидроприводов. Как показывает опыт, до 80 % отказов в ОГП происходит из-за ухудшения качества рабочей жидкости. Загрязнения (твердые частицы, смолы, волокна, а также

вода и воздух) попадают в РЖ при транспортировке и хранении, но, главным образом, в процессе эксплуатации. В последнем случае жидкость загрязняется пылью и влагой из воздуха, а также продуктами износа подвижных элементов и уплотнений. Кроме того, загрязнения в виде окалины, металлических частиц и т. п. попадают в жидкость при заливке гидросистемы. Поэтому следует уделять существенное внимание очистке рабочих сред ОГП от загрязнений при подготовке ОГП к работе и в процессе эксплуатации.

Наиболее опасно наличие в РЖ абразивных частиц большой твердости, соизмеримых с размерами зазоров в подвижных сопряжениях гидроаппаратуры. Абразивное изнашивание поверхностей деталей приводит к увеличению утечек и снижению объемного КПД насосов и гидродвигателей. Интенсивность изнашивания зависит от концентрации и размера частиц (она пропорциональна d^3): так, увеличение d от 7...13 мкм до 20...30 мкм приводит к снижению КПД аксиально-поршневого насоса НП-25 с 0,92 до 0,6.

Нормы допустимой загрязненности РЖ гидроприводов регламентированы ГОСТ 17216–2001 «Промышленная чистота. Классы чистоты жидкости», которым установлено 19 классов чистоты — от 00 до 17. Каждому классу соответствует определенное число частиц в фиксированном интервале размеров, находящихся в 100 см³ жидкости. Размер твердых частиц не должен превышать зазор в подвижном соединении гидроагрегата. Наименьшие зазоры (10...20 мкм) имеют место в золотниковых распределителях, поэтому они требуют повышенной чистоты жидкости — 11...12 классы; такой же чистоты требуют радиально-поршневые насосы. Для аксиально-поршневых насосов допустима чистота 12...13 классов, а для шестеренных насосов 14...16 классов. При назначении допустимого класса чистоты жидкости следует иметь в виду, что переход к следующему более высокому классу требует увеличения затрат на фильтрацию жидкости в среднем в два раза.

3.4.3. Теплообменные аппараты

В гидроприводах, эксплуатируемых в помещениях при постоянной температуре, рабочая жидкость нагревается, что приводит к изменению ее свойств (снижению вязкости, увеличению утечек, деструкции масел и т. д.). В машинах, работающих на открытом воздухе (зимой), наоборот, происходит охлаждение РЖ, что также вызывает негатив-

ные последствия (загустение жидкости, увеличение вязкости, увеличение гидросопротивлений и др.). Если при работе ОГП нельзя обеспечить температуру РЖ в установленных пределах (за счет естественного охлаждения через стенки труб и баков), то необходимо в гидросистеме устанавливать *теплообменные аппараты (ТОА) — охладители и нагреватели*.

Для гидроприводов с рабочим давлением до 10 МПа температура РЖ не должна превышать 70...80 °С, для систем с давлением более 20 МПа — не более 50 °С. Если тепловыделения в системе приводят к превышению установленных температурных ограничений, то в ОГП встраивается охладитель. Так, в установках мощностью свыше 10...15 кВт охладители обычно монтируются в сливной магистрали перед гидробаком. Для поддержания нужной температуры в гидросистеме применяют автоматический терморегулятор, включающий (при повышении температуры) насос или вентилятор.

Нагреватели применяются в гидроприводах, эксплуатируемых в условиях минусовых температур, для предотвращения льдообразования, связанного с замерзанием конденсата паров воды, выделяющейся из воздуха, а также воды, имеющейся в масле в нерастворенном состоянии. Наличие воды в количестве всего 0,5 % объема масла приводит к забиванию фильтров льдистой эмульсией и потере их работоспособности. Монтируются нагреватели обычно в гидробаке, вблизи дна, а при необходимости — в самой нижней точке гидросистемы для обеспечения конвективного разогрева рабочей жидкости в гидросистеме.

В зависимости от конструкции и способа охлаждения ТОА подразделяют на:

- *воздушные (радиаторного типа) и*
- *жидкостные (трубчатые или пластинчатые).*

Обозначения теплообменников в гидросистемах даны на рис. 3.30.

Необходимая тепловая мощность аппарата определяется потерей гидравлической мощностью потока рабочей жидкости $\Delta N_c = \Delta p_{\text{пот}} \cdot Q_{\text{ц}}$ ($\Delta p_{\text{пот}}$ — потери давления в гидросистеме, $Q_{\text{ц}}$ — расход циркуляции рабочей жидкости).

Уравнение теплового баланса для гидропривода с ТОА

$$Q_x = Q_{\text{выд}}, \quad (3.36)$$

где Q_x — тепло, отводимое через охладитель; $Q_{\text{выд}}$ — тепло, выделяемое в процессе работы; $Q_{\text{рас}}$ — тепло, рассеиваемое через стенки бака и труб.

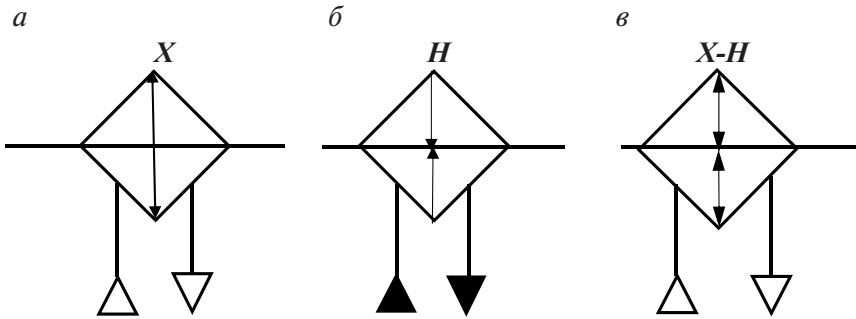


Рис. 3.30. Типы и обозначения теплообменных аппаратов:

а — холодильник с воздушным охлаждением; *б* — нагреватель с жидкостным теплоносителем; *в* — холодильник-нагреватель с газовым теплоносителем

По величине Q_x , рассчитанной по уравнению (3.36), выбирается стандартный или проектируется соответствующий теплообменник.

3.4.4. Гидроемкости

Гидроемкостями называют сосуды для хранения и транспортировки жидкостей, а также содержания рабочей среды при эксплуатации ОГП. К данным аппаратам относят *гидробаки* и *гидроаккумуляторы*. Основной характеристикой их является *вместимость* — внутренний рабочий объем, заполняемый РЖ.

Гидробаки (ГБ). Эти емкости предназначены обеспечивать необходимое количество рабочей жидкости, частичное ее охлаждение и очистку (отстой, удаление газов и осаждение примесей), температурную компенсацию изменения объема РЖ в гидросистеме (из-за нагрева или охлаждения), а также компенсацию рабочего изменения притока и оттока жидкости из гидродвигателей (например, в одноштоковых гидроцилиндрах).

Основным параметром гидробаков является *номинальная вместимость* — объем рабочей жидкости, необходимый для нормальной эксплуатации гидропередачи. Он зависит от типа ОГП, условий работы, теплового баланса РЖ, режима эксплуатации и др. Базовым требованием обычно является соблюдение условия: *рабочий объем ГБ должен быть не менее тройного объема циркуляции*

$$V_{\text{б}} \geq 3V_{\text{ц}},$$

где под $V_{\text{ц}}$ понимается объем масла, залитый в ОГП перед пуском.

Гидробаки подразделяют на два типа: *открытые* (ОБ) — с атмосферным давлением на поверхности РЖ и *закрытые* (ЗБ) — с избыточным давлением в баке; их обозначения приведены на рис. 3.31.

Преимуществами гидробаков открытого типа являются хорошие условия для охлаждения и отстоя жидкости, но при этом РЖ может быстро окисляться из-за контакта с воздухом. Корпус ОБ 1 обычно сварной из листовой стали, причем толщина стенок должна обеспечивать жесткость конструкции, исключать вибрации и шум. С этой целью в ГБ монтируются перегородки 2, которые вдобавок успокаивают течение жидкости и способствуют осаждению твердых частиц и выделению пузырьков газа.

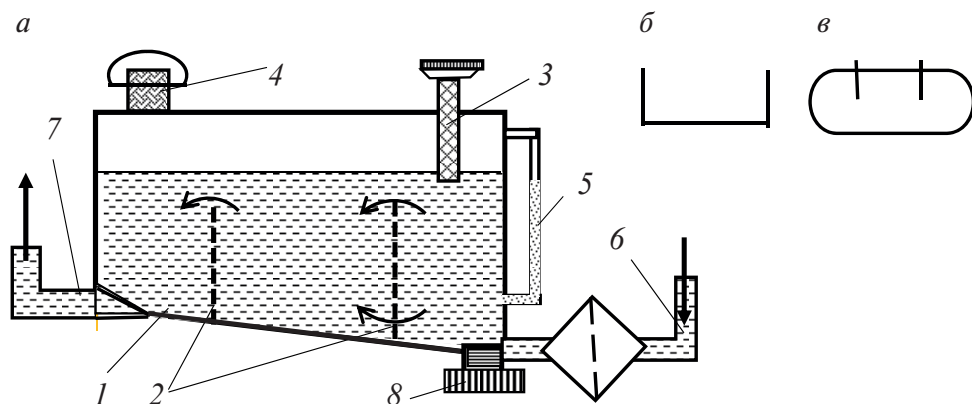


Рис. 3.31. Схема и обозначения ГБ:

а — конструкция ОГБ; б — обозначение ОГБ; в — обозначение ЗГБ

Заливная горловина 3 обеспечивает заправку рабочей жидкости в гидросистему. Она снабжена сетчатым стаканом — фильтром, задерживающим наиболее крупные частицы, и крышкой. Сапун 4 с воздушным фильтром обеспечивает доступ атмосферного воздуха, одновременно предохраняя РЖ от попадания пыли из окружающей среды. Во избежание попадания масла в воздушный фильтр вместимость бака должна быть на 10–15 % больше объема заливаемой в ГБ жидкости. Уровень масла в баке контролируется посредством уровнемерного стекла 5.

На выходе из сливного патрубка 6 обычно устанавливается дрычатый рассекаватель — для гашения скорости потока и интенсификации выделения газов, а также сливной фильтр. Всасывающий патрубок 7 размещается таким образом, чтобы в него не попадали загрязнения со дна бака и не захватывался воздух с поверхности жидкости; для

этого вход выполняется с угловым скосом. Кроме того, во всасывающей линии не должно быть гидросопротивлений: клапанов, регуляторов и т. п. В некоторых случаях для улучшения всасывающей способности насоса бак располагают выше оси насоса, создавая подпор на входе в насос.

На дне бака происходит осаждение тяжелых примесей, абразивных частиц и воды, поэтому следует регулярно производить слив отстоя через пробку δ . Она обычно снабжена магнитной втулкой для улавливания металлических ферромагнитных частиц.

Гидроаккумуляторы (ГА). *Гидроаккумулятор* — это емкость, предназначенная для накопления энергии при холостых ходах двигателей и подачи ее в гидросистему при рабочей нагрузке: накопление энергии — *зарядка* ГА, подача в ОГП — *разрядка*. Иногда аккумулятор устанавливают в паре с насосом, такой привод называется *насосно-аккумуляторным*. ГА может использоваться и для поддержания постоянного давления в гидросистеме, а также для снижения пульсаций давления и защиты от гидроударов.

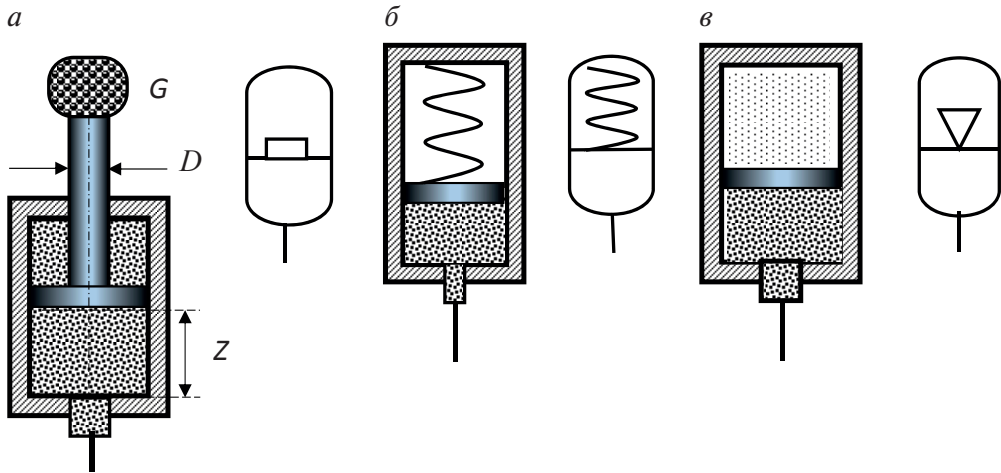


Рис. 3.32. Конструктивные схемы и обозначения ГА:
 a — грузовой; b — пружинный; $в$ — пневмогидравлический

К основным параметрам ГА относятся номинальный рабочий объем V и эффективное давление разрядки p_p , поэтому главная характеристика аппарата — это зависимость $p_p = f(V)$.

По принципу действия ГА делятся на три основных типа (рис. 3.32):

- *грузовые* (см. рис. 3.32, а), в которых аккумулярование энергии осуществляется путем подъема груза, т.е. накопления энергии давления;
- *пружинные* (см. рис. 3.32, б), где зарядка происходит при сжатии пружины, за счет ее упругости и деформации;
- *пневмогидравлические* (см. рис. 3.32, в), которые заряжаются за счет сжатия объема газа (воздуха) при увеличении объема жидкости.

Наиболее применяемыми в ОГП являются пневмогидроаккумуляторы (ПГА), которые отличаются компактностью, небольшой массой и удобством эксплуатации. Применение ПГА в гидроприводах позволяет существенно снизить подачу и потребляемую мощность насоса. Рассмотрим использование ГА в гидросистеме, функционирующей по циклу «быстрый подвод — рабочий ход — быстрый отвод — пауза» (рис. 3.33).

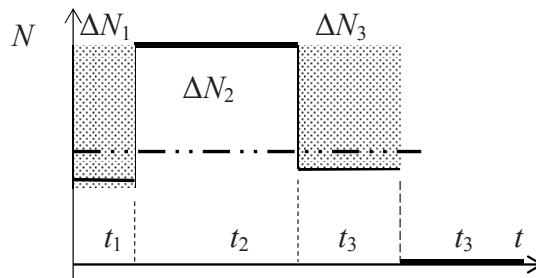


Рис. 3.33. Циклограмма рабочего цикла с ГА

При применении ГА мощность, недоиспользованная на первой и третьей фазах цикла, накапливается в аккумуляторе и отдается в гидродвигатель при рабочем ходе. Это позволяет подобрать насос по средней мощности $N_{\text{ср}}$. Средний расход циркуляции РЖ определится по соотношению:

$$Q_{\text{ср}} = (Q_1 t_1 + Q_2 t_2 + Q_3 t_3) / T, \quad (3.37)$$

где T — общее время движения выходного звена ОГП, равное $T = t_1 + t_2 + t_3$.

Полезный объем ГА равен:

$$V = (Q_1 - Q_{\text{ср}}) t_1 + (Q_3 - Q_{\text{ср}}) t_3. \quad (3.38)$$

Используя уравнение состояния газа при политропном сжатии и расширении: $pV^n = \text{const}$, из системы двух уравнений в диапазоне изменения давлений от p_{\min} до p_{\max} определяются необходимые параметры:

- конструктивный объем ГА, равный

$$V_k = V_{\min} + V + V_{\text{зап}};$$

- давление зарядки

$$p_{\text{зар}} = p_{\max} (V_{\min}/V_k)^n = p_{\min} [(V_{\min} + V)V_k]^n, \quad (3.39)$$

где $V_{\text{зап}}$ — запасной объем ГА (~5 % от полезного объема V); V_{\min} — минимальный объем газа в ГА при максимальном давлении.

Пневмогидроаккумуляторы обычно изготавливаются с разделителями сред — газа от масла — и имеют следующие расчетные параметры: *поршневые*: $p = 21 \dots 35$ МПа и $V = 2,5 \dots 200$ л; *мембранные*: $p = 5 \dots 35$ МПа и $V = 0,1 \dots 4$ л; *баллонные*: $p = 3,5 \dots 55$ МПа и $V = 0,2 \dots 200$ л.

Рабочие характеристики ГА разных типов представлены на рис. 3.34.

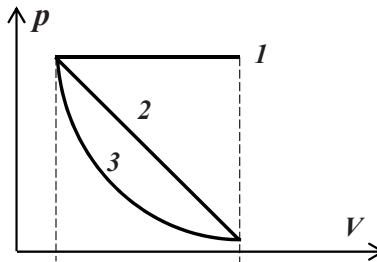
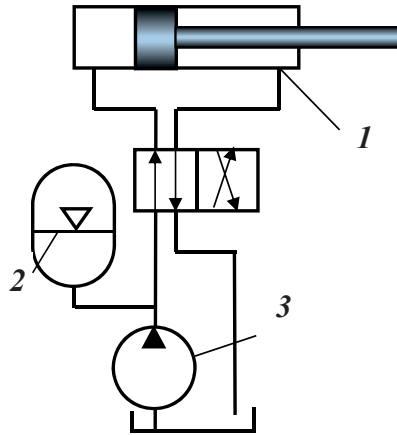


Рис. 3.34. Рабочие характеристики гидроаккумуляторов:

1 — грузовой; 2 — пружинный; 3 — пневмогидравлический

Пример 3.6. В ОГП с гидроаккумулятором 2 поршень 1 за время цикла $T_{\text{ц}} = 51,5$ с делает два двойных хода со скоростями: вправо $u_1 = 3,33$ см/с, влево $u_2 = 8,33$ см/с. Длина хода поршня $l = 400$ мм, диаметр поршня $D = 100$ мм, диаметр штока $d = 60$ мм.

Определить маневровый объем W_A аккумулятора и подачу Q_n , развиваемую насосом 3. Принять коэффициент запаса подачи $K_n = 1,16$.



Решение:

1) Суммарная продолжительность T движения поршня за время двух двойных ходов:

$$T = 2l \left(\frac{1}{u_1} + \frac{1}{u_2} \right) = 2 \cdot 0,4 \cdot \left(\frac{1}{3,33} + \frac{1}{8,33} \right) = 33,6 \text{ с.}$$

2) Объем РЖ, расходуемый ГЦ за два двойных хода поршня:

$$W = 2 \left[\frac{\pi D^2}{4} l + \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) l \right] = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 4 \cdot (2 \cdot 1^2 + 0,6^2) = 10,3 \text{ дм}^3.$$

3) Средний расход РЖ гидроприводом за время цикла равен:

$$Q_{\text{ср}} = W/T = 10,3/51,5 = 0,2 \text{ л/с} = 12 \text{ л/мин.}$$

4) Маневровый объем ГА будет равен:

$$W_A = W - Q_{\text{ср}} T = 10,3 - 0,2 \cdot 33,6 = 3,58 \text{ дм}^3.$$

5) С учетом заданного коэффициента запаса $K_n = 1,16$ насос должен подавать

$$Q_n = K_n \cdot Q_{\text{ср}} = 1,16 \cdot 12 \approx 14 \text{ л/мин.}$$

Глава 4.

УПРАВЛЕНИЕ РАБОЧИМИ ЦИКЛАМИ ГИДРОПРИВОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

4.1. Типы ОГП и методы регулирования

Независимо от области применения объемные гидроприводы технологических машин подразделяются:

- *по схеме соединения насоса и гидродвигателя* — на разомкнутые (открытые), замкнутые (закрытые) и комбинированные схемы циркуляции;
- *по способу регулирования скорости, мощности и расхода* — с дроссельным, объемным и объемно-дроссельным регулированием;
- *по типу регулирования* — на непрерывно-регулируемые, ступенчато-регулируемые, позиционные (переключаемые по ходу рабочих органов);
- *по характеру нагрузки выходного звена ОГП* — с постоянной или переменной нагрузкой, с инерционной нагрузкой, со случайной непрогнозируемой нагрузкой и др. В некоторых установках могут одновременно действовать разные сочетания нагрузок.

Приведенная классификация позволяет систематизировать типовые структурно-функциональные схемы гидроприводов, наиболее часто применяемые в различных технологических машинах.

4.1.1. Схемы циркуляции рабочей жидкости

В ОГП используют три основных схемы циркуляции рабочей жидкости. Рассмотрим их достоинства и недостатки.

1. *В разомкнутой открытой схеме* (см. рис. 4.1) всасывание РЖ насосом 1 происходит из бака 3, куда масло сливается после прохода через гидродвигатель 2. Достоинствами данной схемы являются простота компоновки и обслуживания, благоприятный режим для жидкости, которая в баке 3 охлаждается, отстаивается и не теряет своих качеств длительное время. Однако большие перепады давления между всасы-

ванием и нагнетанием, а также риск захвата воздуха в открытом баке не позволяет развивать большую мощность на выходе из ОГП (на практике не более 5 кВт).

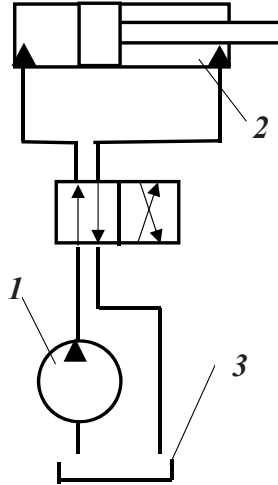


Рис. 4.1. Разомкнутая схема циркуляции

2. Для повышения мощности ОГП за счет увеличения давления применяется *замкнутая схема циркуляции* (рис. 4.2), в которой жидкость из гидродвигателя 2 вновь подается на вход насоса 1, что позволяет в закрытом контуре существенно увеличить рабочее давление (до 32...50 МПа).

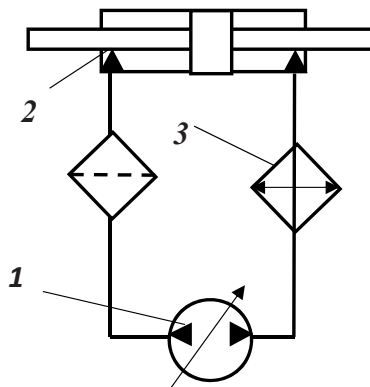


Рис. 4.2. Замкнутая (закрытая) схема циркуляции

3. С целью объединения преимуществ обеих схем широко применяется *комбинированная схема циркуляции* (рис. 4.3).

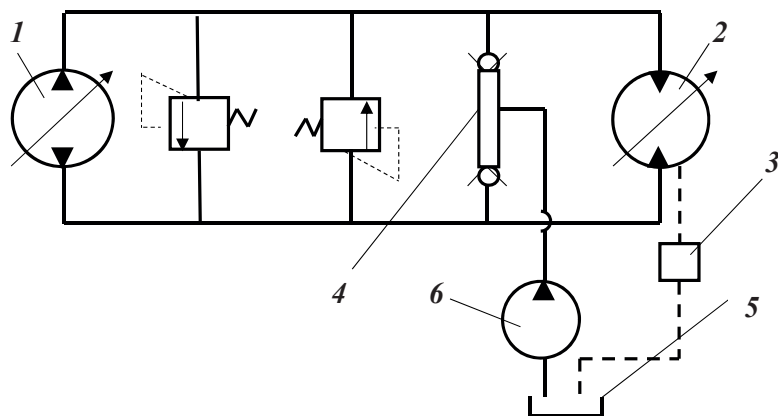


Рис. 4.3. Комбинированная схема циркуляции

В данной схеме основной силовой контур функционирует по замкнутой схеме циркуляции, но после двигателя 2 масло частично (до 40 % общего объема циркуляции) сбрасывается через специальное дренажное устройство 3 в открытый гидробак 5. Здесь жидкость проходит регенерацию, восстанавливаются ее качества, а затем РЖ вновь подается дополнительным *подпиточным* насосом 6 через двойной обратный клапан 4. Система подпитки прежде всего служит для исключения возможности возникновения кавитации вследствие понижения давления во всасывающей линии и для создания подпора. В качестве подпиточного насоса обычно используется простой шестеренный насос НШ, а в гидробаке монтируются кондиционеры рабочей жидкости — фильтры и теплообменники.

4.1.2. Дроссельное регулирование скорости гидродвигателей

В гидроприводах с дроссельным регулированием управление скоростью движения выходного звена ОГП осуществляется посредством дросселей. В зависимости от места установки дросселя (Др) различают три основных схемы:

- установка Др на входе в гидродвигатель;
- установка Др на выходе из гидродвигателя;
- установка Др параллельно гидродвигателю.

1. При установке Др на входе в ГД (см. рис. 4.4, а), в напорной магистрали, расход РЖ $Q_{\text{дв}}$ равен пропускной способности дросселя $Q_{\text{др}}$, т.е. $Q_{\text{дв}} = Q_{\text{др}} = \mu \omega_o \sqrt{2\Delta p / \rho}$, где $\Delta p = p_n - p_R$, (p_n — давление нагнетания перед дросселем; p_R — давление нагрузки R на гидродвигатель).

Поскольку скорость поршня определяется расходом $u = Q_{\text{др}}/S_{\text{п}}$, а давление нагрузки равно $p_R = R/S_{\text{п}} = 4R/\pi D^2$, то получается выражение

$$u_{\text{п}} = \frac{\mu \omega_o}{S_{\text{п}}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_n - \frac{R}{S_{\text{п}}} \right)}. \quad (4.1)$$

При предельном значении нагрузки R_* , когда имеет место $p_n = p_R$, расход через дроссель равен нулю, и поршень останавливается. Наоборот, при нулевой нагрузке расход максимален и скорость будет u_{max} . Если ввести в качестве регулирующего фактора *относительную степень открытия дросселя* $\tilde{\omega} = \omega/\omega_{\text{max}}$, то формируется семейство регулировочных характеристик (рис. 4.4, б), соответствующих разной степени открытия регулятора.

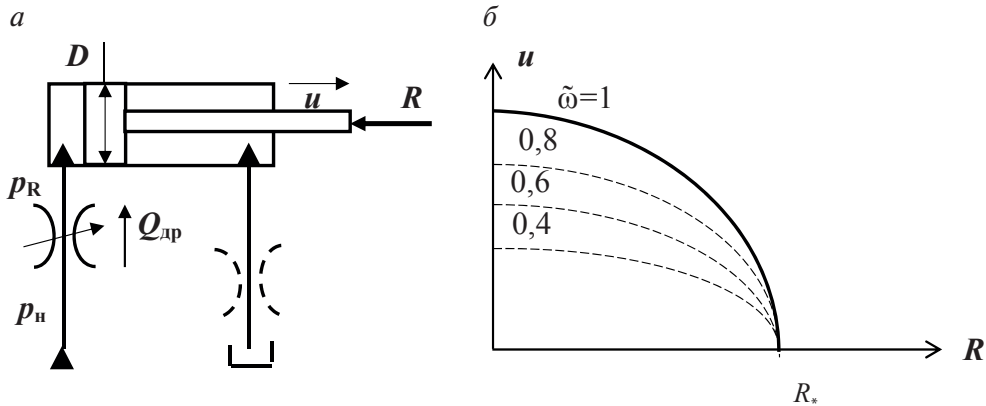


Рис. 4.4. Дроссельно-регулируемая ОГП с дросселем на входе в ГД:

а — принципиальная гидросхема; б — регулировочная характеристика

Рассмотренная схема регулирования является достаточно простой в реализации, но имеет ряд существенных недостатков. Прежде всего это нагрев рабочей жидкости в дросселе, который приводит к изменению свойств масел и искажению рабочей характеристики регулирования. Кроме того, при малых расходах движение поршня становится нестабильным, перемещение штока происходит рывками, что недопустимо. Поэтому зачастую дроссель устанавливается в сливной

магистрали, что создает противодействие и обеспечивает более стабильное движение поршня при малых скоростях. Кроме того, при расположении дросселя на сливной магистрали нагретая в нем жидкость сливается в гидробак, где охлаждается и регенерируется, что улучшает ее рабочие качества.

Но главным недостатком последовательно-дроссельного регулирования являются большие потери энергии на преодоление гидросопротивлений. Общий КПД гидропередачи с дросселем на входе определяется по формуле

$$\eta = 0,385\eta_n \eta_{гд} \eta_{гаур} \approx 0,3, \quad (4.2)$$

где η_n , $\eta_{гд}$, $\eta_{гаур}$ — КПД насоса, гидродвигателя и гидроаппаратуры управления и регулирования соответственно.

2. При установке дросселя *параллельно* ГД (рис. 4.5) в линии, соединяющей напорную и сливную магистрали, расход в двигатель равен разности

$$Q_{дв} = Q_n - Q_{др} = Q_n - \mu_o \omega_o \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_R - p_{сл})}. \quad (4.3)$$

Соответственно, скорость движения поршня будет

$$u = Q_{дв}/S_{п}. \quad (4.4)$$

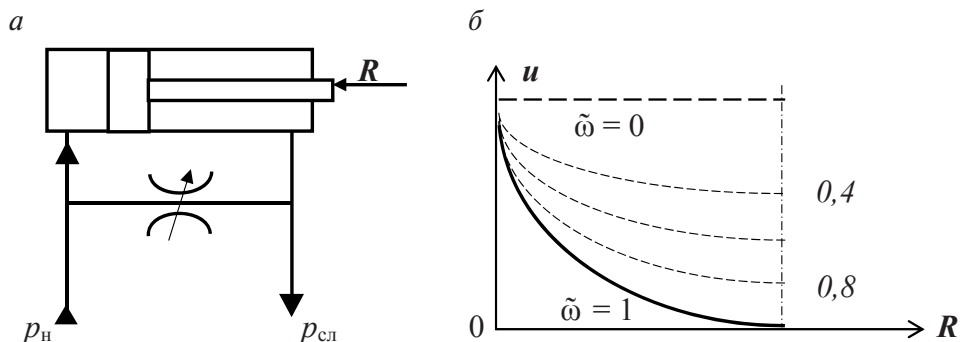


Рис. 4.5. Дроссельно-регулируемая ОГП с параллельной установкой дросселя:
а — принципиальная схема; б — регулировочная характеристика

При оценке регулировочных качеств гидросхем используют соотношение, называемое *жесткостью рабочей характеристики гидропривода* $\Delta u/\Delta R$; чем больше это соотношение, тем мягче характеристика (рис. 4.6). Из рис. 4.6. видно, что характеристика гидропривода с па-

раллельно включенным дросселем мягче характеристики ОГП с дросселем на входе.

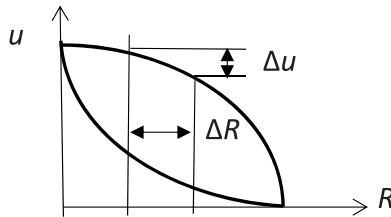


Рис. 4.6. К оценке жесткости регулировочных характеристик дроссельно-регулируемых ОГП

4.1.3. Объемное регулирование скорости гидродвигателей

Объемное регулирование гидроприводов производится либо посредством регулируемых гидромашин — насосов или гидродвигателей (*объемно-машинное*), либо путем перенастройки гидросхемы (*объемно-схемное*).

1. Объемно-машинное регулирование

Объемно-машинное регулирование реализуется по трем основным схемам (см. рис. 4.7): с регулируемым насосом, с регулируемым гидромотором и с обеими регулируемыми машинами. Регулирование осуществляется путем изменения рабочего объема машины; в этом случае сохраняется требуемая жесткость рабочих характеристик в большом диапазоне изменения скоростей. Изменение рабочего объема в роторных гидромашинах обычно осуществляется либо изменением угла наклона цилиндрического блока (в аксиально-поршневых агрегатах), либо изменением эксцентриситета (в радиально-поршневых или пластинчатых машинах). Для расчетов вводится *параметр регулирования рабочего объема гидромашин*

$$\chi = V_o / V_{\max}; 0 \leq \chi \leq 1, \quad (4.5)$$

где V_o , V_{\max} — текущий и максимальный рабочий объем машины.

Схема (а) с регулируемым насосом и нерегулируемым ГМ имеет следующие параметры и характеристики:

- число оборотов вала гидромотора на выходе из ОГП определится как

$$n_2 = n_1 \chi_n (V_{0H}/V_{0GM}), \quad (4.6)$$

где χ_n — параметр регулирования рабочего объема насоса, n_1 — число оборотов вала насоса;

- мощность ОГП зависит только от мощности насоса, которая равна

$$N_H = \chi_n n_1 p_H V_H, \quad (4.7)$$

где p_H — давление в линии нагнетания, зависящее от нагрузки;

- крутящий момент на выходе M остается постоянным и определяется нагрузкой. В выражениях (4.6) и (4.7) для простоты пренебрегаем потерями в насосе и гидромоторе (т.е. принимаем $\eta_n = \eta_{гм} = 1$), а также не учитываем потери в системе регулирования. Реально КПД гидропередачи будет несколько меньше единицы, в основном в зоне низких значений параметра χ_n .

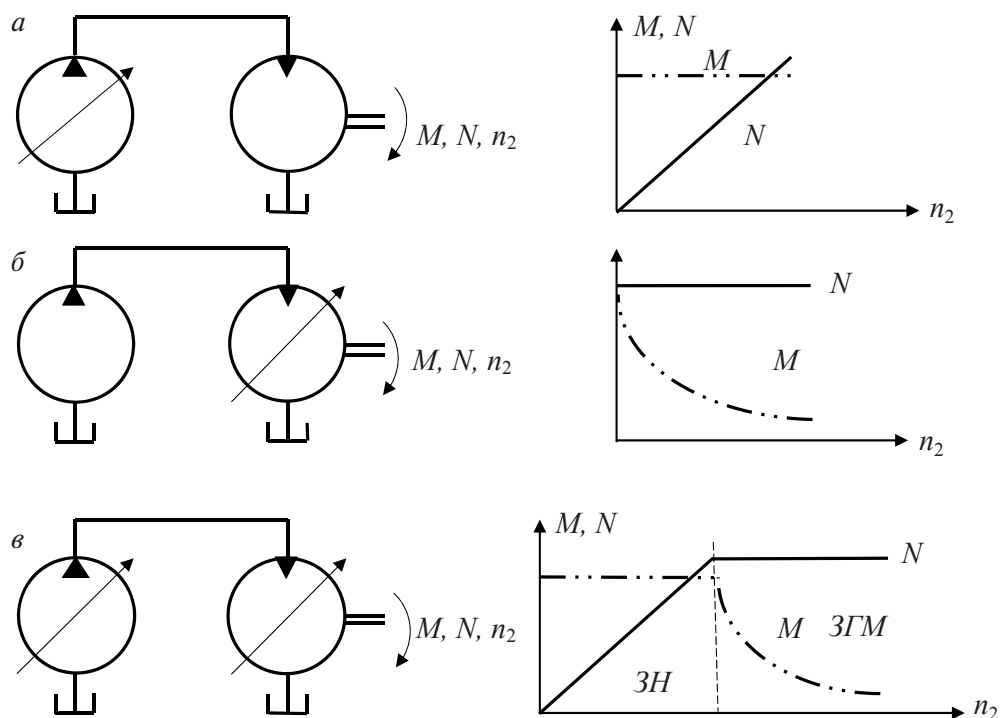


Рис. 4.7. Схемы объемно-машинного регулирования:
 а — с регулируемым насосом; б — с регулируемым гидромотором;
 в — с регулируемым насосом и гидромотором

Схема (б) с регулируемым гидромотором и нерегулируемым насосом предпочтительна в ОГП, эксплуатируемых в режиме постоянной мощности.

Как видно из регулировочных характеристик, величина крутящего момента на выходе зависит от скорости вращения вала гидромотора:

$$M = N/n_2. \quad (4.8)$$

Минимальную частоту вращения вала ГМ (при $\chi_{\text{ГМ}} = 1$) можно найти из соотношения (при $n_1 = \text{const}$):

$$n_{2\text{ min}} = n_1 (V_{\text{он}}/V_{\text{о ГМ}}). \quad (4.9)$$

Схема (в) существенно увеличивает диапазон регулирования в ОГП. В этом случае вначале регулирование осуществляется насосом (ЗН — зона регулирования насосом), а затем — гидромотором (ЗГМ — зона регулирования гидромотором). Итоговая регулировочная характеристика — это результат соединения характеристик насоса и гидромотора (рис. 4.8).

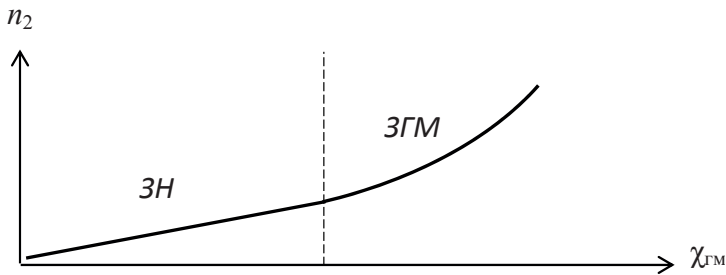


Рис. 4.8. Регулировочная характеристика схемы, показанной на рис. 4.7, в

2. Объемно-схемное регулирование, т. е. изменение рабочих параметров ОГП путем переключения потоков в гидросхеме, осуществляется разными способами. Рассмотрим два — наиболее применяемые на практике.

1) *Переключение по дифференциальной схеме.* В этом случае производится изменение скорости двигателя — гидроцилиндра путем соединения сливной линии с напорной (рис. 4.9) и подачи расхода слива в нагнетательную магистраль.

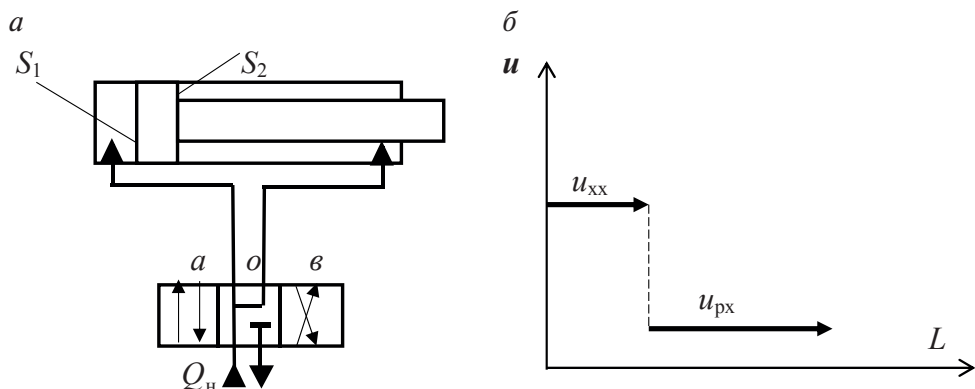


Рис. 4.9. Включение ОГП по дифференциальной схеме:

a — принципиальная гидросхема; b — диаграмма скоростей
(u_{xx} — холостой ход, u_{px} — рабочий ход)

При положении распределителя в поз. « o » жидкость из штоковой полости поступает в поршневую камеру по напорной линии: происходит холостой ход поршня со скоростью

$$u_{xx} = Q_n / (S_1 - S_2). \quad (4.10)$$

В поз. « a » реализуется рабочий ход поршня со скоростью

$$u_{px} = Q_n / S_1. \quad (4.11)$$

Следовательно, соотношение скоростей будет равно

$$u_{xx} / u_{px} = (D/d)^2. \quad (4.12)$$

При включении ГР в поз. « b » выполняется обратный ход со скоростью

$$u_{ox} = Q_n / S_2 = 4Q_n / \pi (D^2 - d^2). \quad (4.13)$$

При этом отношение скоростей рабочего и обратного ходов будет

$$u_{ox} / u_{px} = S_2 / S_1. \quad (4.14)$$

2. Переключение параллельно соединенных насосов. В этом случае для изменения рабочих параметров — скорости, расхода и др. применяется отключение (или подключение) параллельно соединенных насосов (или отдельных ступеней многоступенчатых агрегатов). Рассмотрим простейшую гидросхему с двумя насосами: один — высокого давления

и малой подачи ($H1$), другой, наоборот, низкого давления и большой подачи ($H2$) (рис. 4.10). Первый обеспечивает рабочий ход поршня — под нагрузкой, второй подключается при холостом ходе и быстром отводе; при этом отключение насоса $H2$ происходит автоматически — с помощью клапанов 6 и 7.

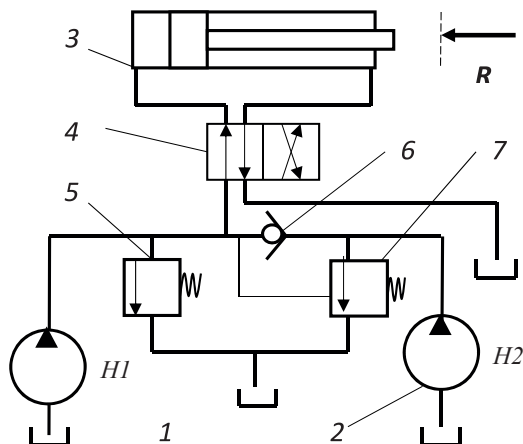


Рис. 4.10. Схема с параллельно соединенными насосами

3. Объемно-дроссельное регулирование

При малых расходах и переменной нагрузке на выходном звене ОГП объемно-машинное регулирование не обеспечивает достаточной равномерности при переключении скоростей.

В таких случаях целесообразно применять объемно-дроссельное регулирование.

1. *ОГП с машинно-дроссельным регулированием* — это гидропривод, в котором управление параметрами гидродвигателя осуществляется регулирующим гидроаппаратом, встроенным в насос.

На рис. 4.11, а дана схема ОГП с машинно-дроссельным регулированием, в которой регулируемый аксиально-поршневой насос снабжен регулятором подачи с обратной связью по давлению и дросселем 2. Скорость поршня ГЦ 3 изменяют с помощью дросселя 2, но изменение расхода жидкости через него автоматически изменяет подачу насоса 1. При изменении давления в напорной линии p_n поршень регулятора 4 смещается и изменяет угол поворота рычага θ , что вызывает изменение длины хода плунжеров аксиально-поршневого насоса 1 и изменение подачи Q_n .

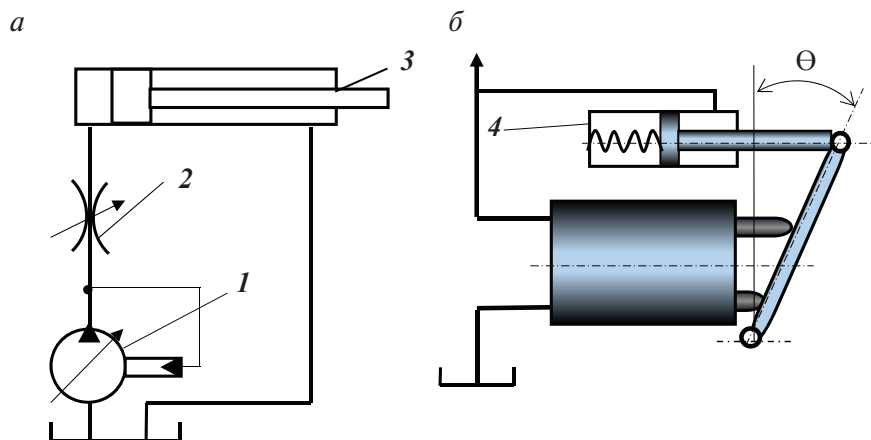


Рис. 4.11. Схема машинно-дроссельного регулирования:
 а — схема установки; б — конструкция регулятора скорости

2. ОГП с управлением по разности давлений (с *LS*-управлением). Схема привода с машинно-дроссельным регулированием, работающим при переменной нагрузке (по схеме с *LS*-управлением), представлена на рис. 4.12.

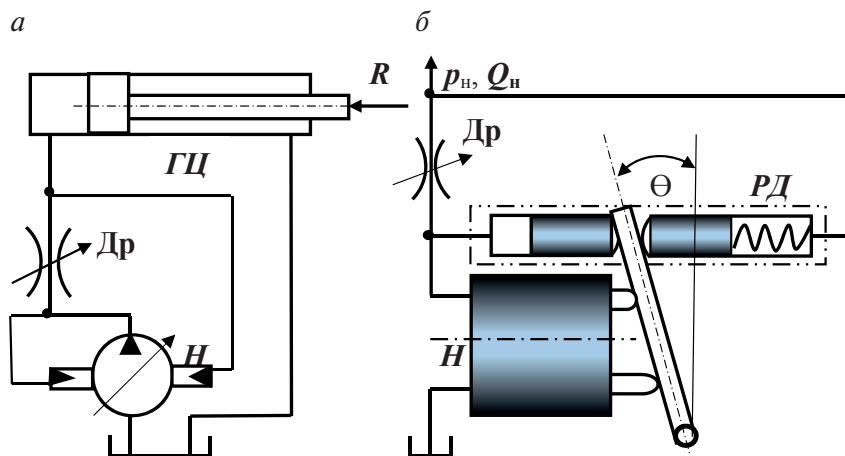


Рис. 4.12. Схема ОГП с *LS*-управлением:
 а — гидросистема ОГП; б — схема регулятора

Реле *РД* включает два поршня, на которые воздействуют давления: p_1 — до дросселя и p_2 — после дросселя, т. е. перепад давления будет $\Delta p_{др} = p_1 - p_2$. Угол θ наклона рычага, управляющего подачей насоса H , изменяется в зависимости от перепада $\Delta p_{др}$: при θ_{\max} расход на-

соса и скорость поршня $ГЦ$ будут наибольшими. При изменении нагрузки R на шток $ГЦ$ перепад давления также будет меняться, что ведет к изменению угла θ наклона рычага и подачи насоса H . При возрастании нагрузки R давление p_2 повышается, что приведет к увеличению силы, действующей на правый поршень регулятора $РД$, что вызовет повышение давления насоса и увеличение силы, действующей на левый поршень, а в итоге сохранение постоянства $\Delta p_{др}$ и скорости поршня. Таким образом, насос будет обеспечивать такие параметры p_n и Q_n , которые необходимы для заданной операции.

При постоянном давлении насоса и переменной скорости поршня (т.е. переменной подаче насоса) максимальная нагрузка возможна при $\Delta p_{max} = p_{max} - \Delta p_{др}$.

Нагрузочная характеристика будет такой же, как и при последовательно — дроссельном регулировании (рис. 4.13).

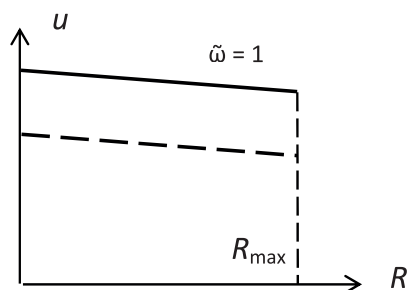


Рис. 4.13. Регулировочная характеристика схемы с LS -управлением

3. *Объемно-дроссельное регулирование при объемно-схемном управлении* состоит в том, что существенное изменение скорости производится объемным способом, а промежуточное — дроссельным. Например, в схеме с параллельным соединением насосов (см. рис. 4.14) для плавного изменения скорости при разгоне или торможении гидроцилиндра используется дросселирующая клинообразная выточка «В» в поршне: постепенное увеличение площади прохода обеспечивает плавное нарастание скорости при подключении второго насоса.

4. *Схема с дифференциальным включением ГЦ и дроссельным регулированием скорости* представлена на рис. 4.15.

Регулируемый дроссель установлен в линии нагнетания и определяет скорость рабочего хода. Холостой ход происходит при утапливании распределителя 2 и включении дифференциальной схемы, когда

жидкость из штоковой полости цилиндра 1, минуя дроссель 3, поступает в гидроцилиндр.

При этом распределитель 5 находится в поз. «в», и расход РЖ в гидроцилиндр равен сумме

$$Q_{xx} = Q_H + Q_{cl}, \quad (4.15)$$

где $Q_{cl} = Q_{др}$, т. е. он может быть отрегулирован с помощью дросселя 3.

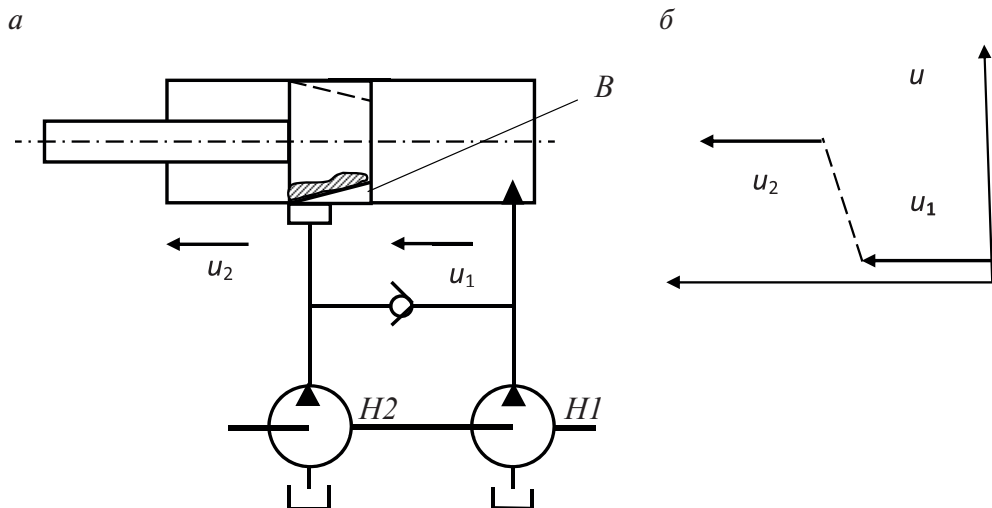


Рис. 4.14. Схема объемно-дроссельного регулирования:
а — гидросхема соединения; б — диаграмма скоростей

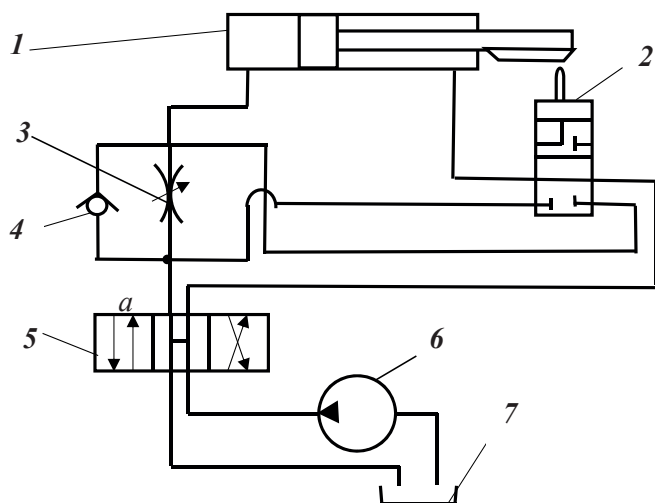


Рис. 4.15. Схема с дифференциально-дроссельным регулированием

4.2. Рабочие циклы гидросистем ОГП

4.2.1. Виды рабочих циклов, типовые циклограммы

Гидрофицированные технологические машины (станки, автопогрузчики, прессы и т. д.) функционируют, в основном, в циклическом режиме. Под *рабочим циклом* понимается совокупность движений выходного звена ГД, после которой рабочий орган машины возвращается в начальное положение. *Фазы цикла* — перемещения, повороты, реверс, торможение и др. — выполняются гидросхемой при фиксированных положениях регулирующей гидроаппаратуры, что обычно соответствует определенным *функциональным операциям*, реализуемым гидроприводом машины. Эти операции (изменение направления или скорости движения рабочего органа, создание требуемого усилия, обеспечение заданной последовательности включения и выключения гидроаппаратов и т. д.) связаны с определенной стадией технологического процесса, выполняемого машиной. Можно сказать, что фазы цикла отражают определенные функциональные операции, реализуемые данной *функционально-операционной гидросхемой*.

Графики изменения конкретного рабочего параметра ОГП (скорости, мощности и др.) во времени или по координате называются *циклограммами* рабочего цикла. Чаще всего они бывают двух видов:

- *скоростные* — графики зависимости скорости выходного звена ОГП от координаты (перемещения или поворота) (рис. 4.16, а);
- *нагрузочные* (мощностные или моментные), показывающие характер изменения нагрузки во времени (рис. 4.16, б).

Примеры названных циклограмм даны на рис. 4.16.

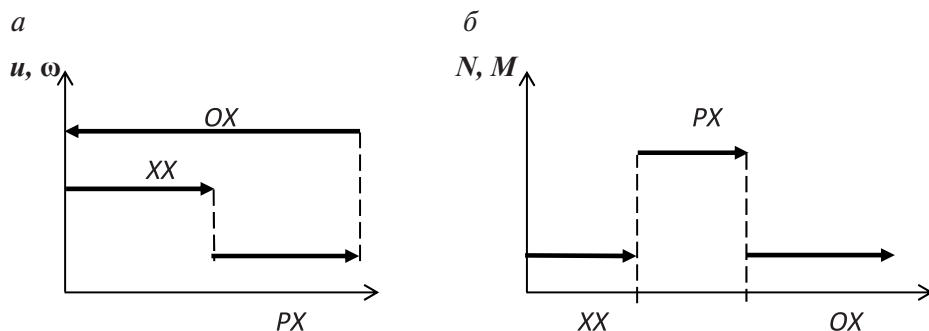


Рис. 4.16. Циклограммы рабочих циклов ОГП:

а — скоростная циклограмма; б — мощностная (моментная) циклограмма

В зависимости от числа фаз, т. е. скоростей движения, циклы подразделяются на *простые* (двух- и трехскоростные) и *сложные* (многоскоростные — в одном или в обоих направлениях). Функции управляющих аппаратов и их действие на фазах цикла фиксируются в специальной *таблoграмме*, которая представляет собой таблицу с указанием аппаратов и их позиций.

Типовые циклы ОГП. Рассмотрим скоростные циклограммы наиболее распространенных рабочих циклов ОГП (рис. 4.17).

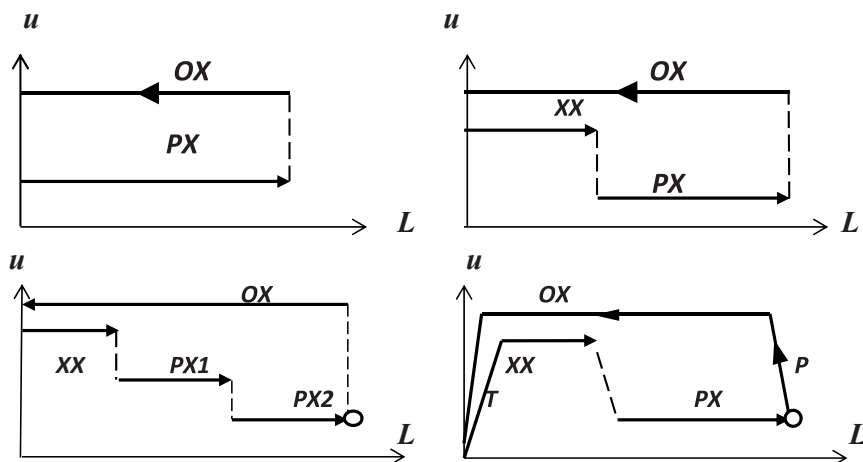


Рис. 4.17. Циклограммы типовых рабочих циклов ОГП:

О — реверс, XX — холостой ход, PX — рабочий ход, ОХ — обратный ход, Т — торможение, Р — разгон

Разгон и торможение гидродвигателей обычно производится посредством специальных устройств — *гидродемпферов* (см. рис. 4.18), действие которых основано на возрастании силы сопротивления при выталкивании жидкости из камеры *A* при входе выступа диаметром *d* в торцевую выточку диаметром *d₀* (см. рис. 4.18, *a*).

Такой тип гидродемпфера получил название *внутреннего*, т. е. встроенного в корпус гидроцилиндра и нерегулируемого. Чтобы иметь возможность регулировать скорость торможения, применяют *внешний* гидродемпфер, схема которого дана на рис. 4.18, *б*.

В этом случае жидкость из объема *V₀* вытесняется поршнем через регулируемый дроссель «Др», установленный на обводной линии, соединенной со сливной магистралью. Изменяя сопротивление дросселя, можно регулировать скорость и время торможения.

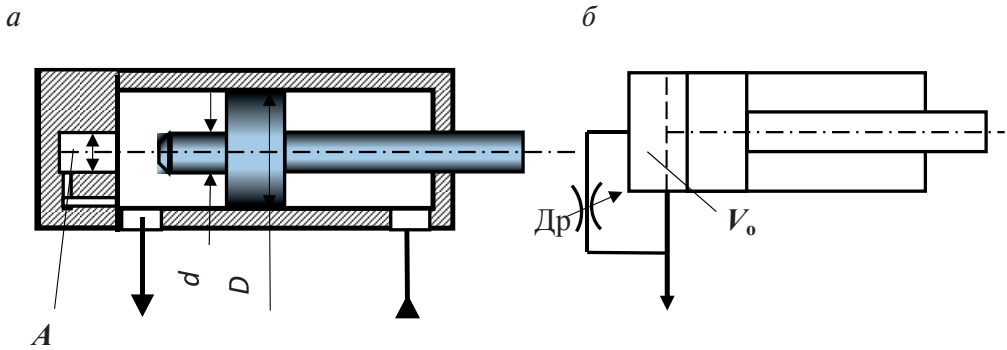


Рис. 4.18. Схемы гидродемпферов:
а — внутреннего, б — внешнего

Средняя скорость торможения определяется по длине пути и времени торможения $l_{\text{торм}}$, $t_{\text{торм}}$:

$$u_{\text{торм}} = l_{\text{торм}} / t_{\text{торм}}. \quad (4.16)$$

4.3. Способы и схемы управления рабочими циклами

В операционных гидросхемах применяется в основном два способа управления скоростью рабочего органа: *управление «по пути»* — по координате перемещения — длине пути или углу поворота; *управление «по давлению»* — по нагрузке на выходное звено — мощности или крутящего момента.

1. Управление «по пути». Изменение скорости движения выходного звена по координате активно используется при необходимости реализовать заданную программу движения, независимо от характера нагрузки на рабочий орган.

Наиболее употребляемым способом в этом случае является установка концевых выключателей (ВК) в точках изменения скорости, посредством которых регулирующие гидроаппараты меняют направление и параметры потока рабочей жидкости.

Пример схемы, в которой используются электромагнитные ВК, приведен на рис. 4.19.

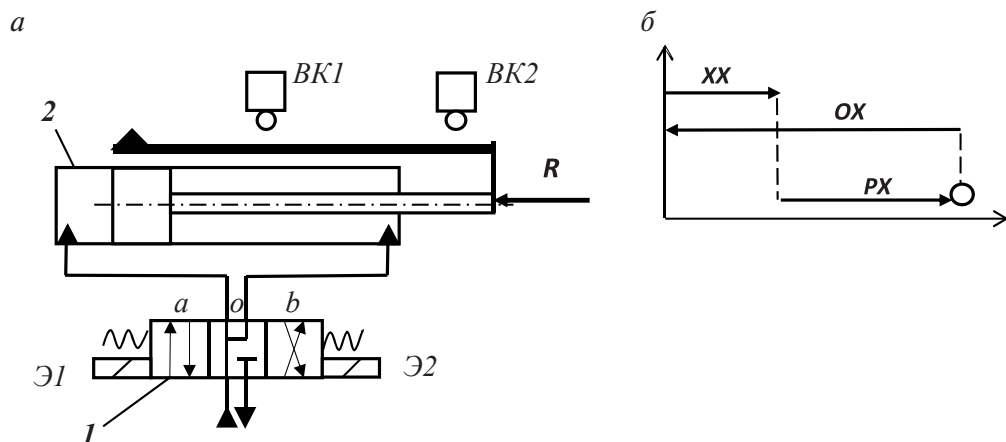


Рис. 4.19. Управление скоростью «по пути»:
 а — функциональная гидросхема; б — скоростная циклограмма

Таблограмма к рис. 4.19

Фазы цикла	Гидроаппараты управления				
	ГР1	BK1	Э1	BK2	Э2
XX	о	—	—	—	—
PX	а	+	+	—	—
Pв	б	—	—	+	+
OX	б	—	—	+	+

Таблограмма цикла показывает, в каких позициях находятся аппараты управления на каждой фазе рабочего цикла. В момент пуска распределитель 1 находится в поз. «о», что обеспечивает *холостой ход* (XX) по «дифференциальной схеме», когда жидкость из сливной магистрали подается в напорную линию. XX происходит до момента, пока выступ на управляющей рейке 2 не включит концевой выключатель BK1. Последний включает электромагнит Э1, переводящий распределитель 1 в поз. «а», после чего начнется *рабочий ход* ГЦ, с преодолением внешней нагрузки R. По завершении фазы цикла «рабочий ход» (PX) происходит включение BK2 и перевод ГР в поз. «б»; после чего осуществляется *реверс* (Pв) и *обратный ход* (OX) поршня. В целом, регулирование в данной ОГП объемно-схемное.

2. Управление «по давлению». Когда необходимо уменьшить скорость рабочего органа при увеличении нагрузки для того, чтобы мощность ОГП оставалась постоянной, используется управление «по давлению».

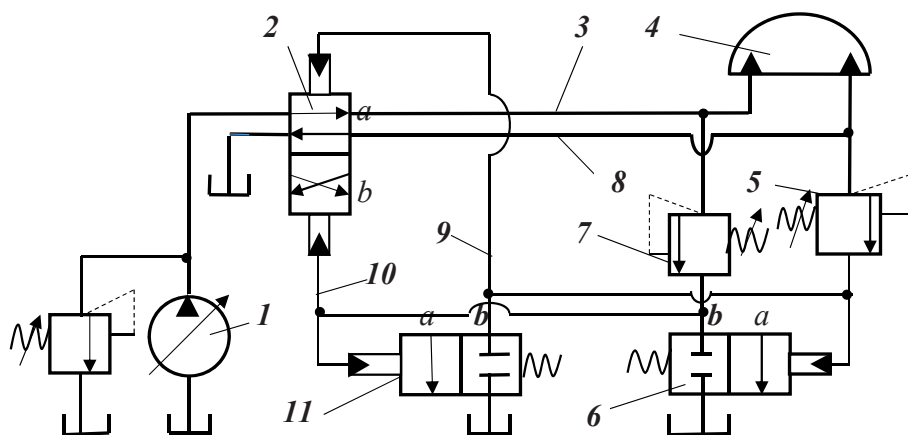


Рис. 4.20. Схема управления «по давлению»

С этой целью применяются регуляторы давления — клапаны или реле давления. На рис. 4.20 приведен вариант гидросхемы с клапанами давления и гидродвигателем возвратно-поворотного движения. Управление движением поворотного гидродвигателя 4 осуществляется распределителем 2 с гидроуправлением с помощью клапанов давления 5 и 7, пропускающих жидкость в линиях 9 и 10 лишь по достижении давления в линиях 3 и 8, равного давлению настройки соответствующего клапана. Гидрораспределители 6 и 11 служат для обеспечения слива из линий, противоположных тем, к которым подводится давление.

В поз. «а» распределителя 2 жидкость от насоса поступает к гидродвигателю, поворачивая вал ПГД 4 по часовой стрелке. Когда рабочий орган ПГД доходит до упора, давление в линии 3 повышается до давления настройки клапана 7, который начнет пропускать жидкость по линии 10 к ГР 2, переключая его в поз. «b». Одновременно жидкость поступит к распределителю 11, переводя его в поз. «а»; при этом линия 9 соединяется со сливом, что обеспечивает беспрепятственное переключение ГР 2 в поз. «а». После переключения ГР 2 жидкость от насоса поступает в линию 8, обеспечивая реверс ПГД 4, при этом слив из ПГД идет по линии 3.

3. Дистанционное управление «по пути» сложным циклом. Много-скоростные циклы (см. рис. 4.17, б) одностороннего движения и двукратного нагружения являются достаточно сложными для выполнения, поэтому управление ими чаще всего производится дистанционно, с помощью электромагнитов и концевых выключателей (см. рис. 4.21).

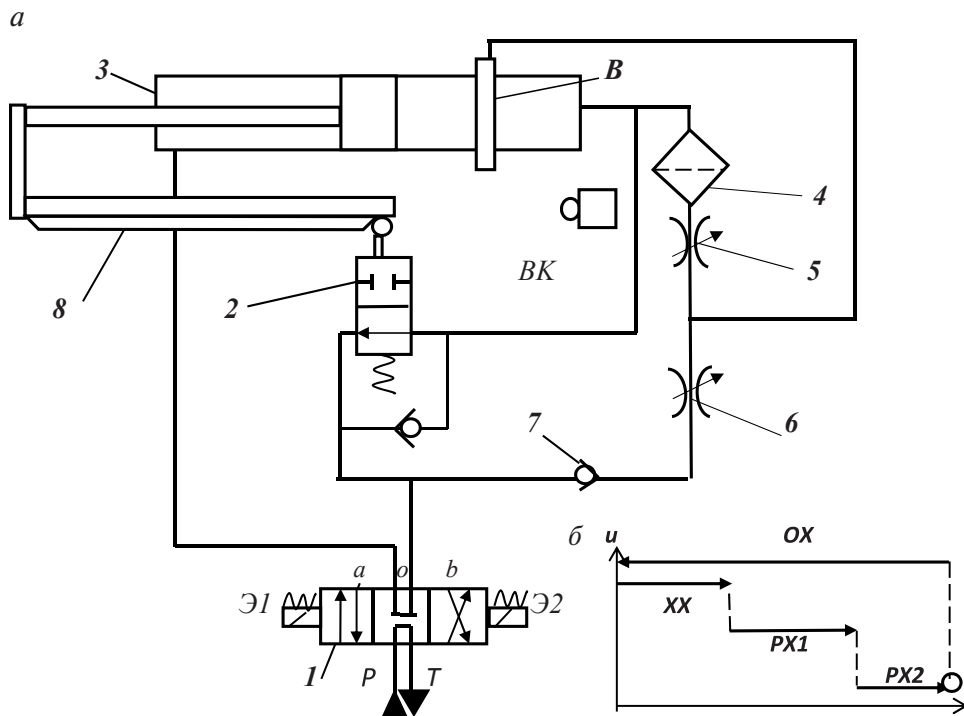


Рис. 4.21. Гидросхема дистанционного управления циклом:
 а — схема управления, б — циклограмма рабочего цикла

Автоматическое переключение на $PX2$ происходит при перекрытии проточки «В» поршнем, после чего скорость движения поршня определяется расходом через дроссель 5; отвод РЖ из поршневой полости происходит по трассе 4–5–6–7–1. Дросселем б регулируется скорость $PX1$, а с помощью распределителя 2, перемещаемого профилированной линейкой 8, устанавливается скорость $ХХ$ и $PX1$.

Реверс движения и $ОХ$ поршня происходят после нажатия торцом линейки 8 концевого выключателя «ВК», подающего команду на переключение электромагнитов Э1 и Э2 главного распределителя 1.

После реверса рабочая жидкость поступает в ГЦ 3 через обратный клапан, встроенный в распределитель 2.

Таким образом в схеме дважды производится автоматическое переключение скоростей, а остановка поршня осуществляется переводом ГР1 в нейтральную позицию «о».

Однако механическое переключение скоростей не всегда обеспечивает нужное быстроедействие и универсальность ОГП, поэтому целе-

сообразнее клапан 2 в предыдущем случае заменить на дистанционно управляемый клапан (например, типа Г66) с золотниковым управлением.

На рис. 4.22 приведена схема, в которой применены два таких аппарата 1 и 7; при этом последний попеременно подключает к распределителю 8 дроссели 5 и 6.

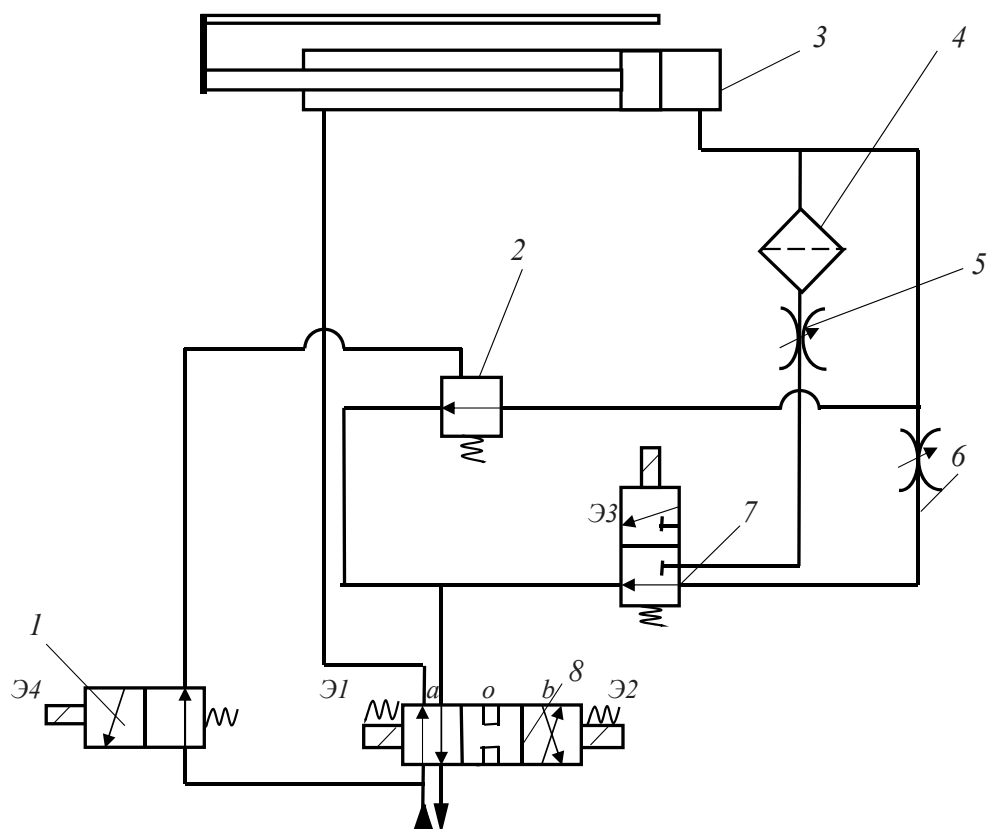


Рис. 4.22. Гидросхема дистанционного управления рабочим циклом клапанами

Таблограмма к гидросхеме на рис. 4.22 показывает позиции распределителей и режим «включение — выключение» для электромагнитов.

Таблограмма к рис. 4.22

Фазы цикла	Распределители			Электромагниты			
	1	7	8	Э1	Э2	Э3	Э4
Стоп	a	a	o	ВЫКЛ	ВЫКЛ	ВЫКЛ	ВЫКЛ
Холостой ход (XX)	a	a	a	ВЫКЛ	ВКЛ	ВЫКЛ	ВЫКЛ
Рабочий ход (PX1)	b	a	a	ВЫКЛ	ВКЛ	ВЫКЛ	ВКЛ
Рабочий ход (PX2)	b	b	a	ВЫКЛ	ВКЛ	ВКЛ	ВКЛ
Обратный ход (OX)	a	a	b	ВКЛ	ВЫКЛ	ВЫКЛ	ВЫКЛ

3. Управление «по давлению». Рассмотрим операционно-функциональную гидросхему, реализующую четырехскоростной цикл с двукратной нагрузкой R_1 и R_2 на выходное звено (рис. 4.23), с управлением «по давлению» от клапанов 3 и 8 и объемно-схемным регулированием скорости ГЦ включением его «по дифференциальной схеме» и переключением подачи от параллельно работающих насосов 5 и 7.

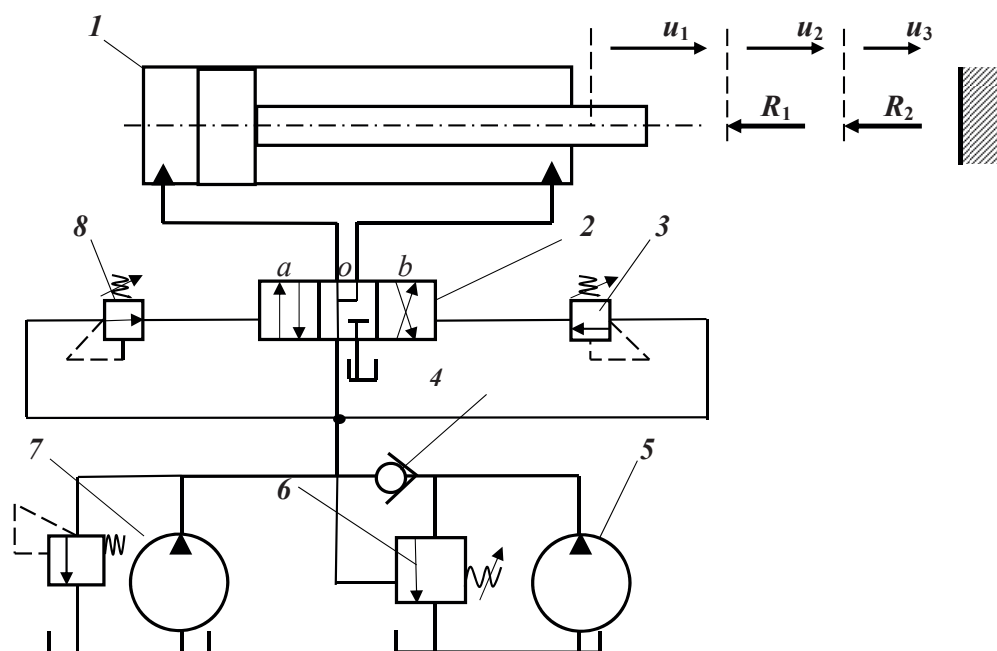


Рис. 4.23. Схема управления циклом «по давлению»

Расчетные зависимости для скоростей цикла:

- скорость холостого хода при положении распределителя 2 в поз. «о»:

$$u_1 = (Q_{н1} + Q_{н2} + Q_{сл})/S_1 \eta_{оц}; \quad (4.17)$$

- скорость рабочего хода *PX1* (распределитель в поз. «а», давление, создаваемое нагрузкой R_1 , включает клапан δ):

$$u_2 = (Q_{н1} + Q_{н2})/S_1 \eta_{оц}; \quad (4.18)$$

- скорость рабочего хода *PX2* (распределитель в поз. «а», давление, создаваемое усилием R_2):

$$u_3 = Q_{н1}/S_1 \eta_{оц}; \quad (4.19)$$

- скорость обратного хода (при положении распределителя в поз. «b»):

$$u_4 = (Q_{н1} + Q_{н2})/S_2 \eta_{оц}. \quad (4.20)$$

Глава 5.

СХЕМЫ ЦИКЛОВ С ВЫДЕРЖКОЙ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

При изготовлении деталей путем обработки материалов давлением — прессованием или штамповкой в матрицах — зачастую необходимо выдерживать заготовку под высоким давлением в течение определенного времени. Продолжительность выдержки может находиться в широких пределах — от нескольких секунд до часа и более. В этой фазе цикла («Стоп с выдержкой» — *СтВ*) расход жидкости в гидросхеме практически равен утечкам и требуется лишь их компенсация, поэтому выполнять ее посредством насоса крайне неэффективно. Нужны иные технические решения. Фаза *СтВ* может реализовываться разными способами; выделим три основных типа гидропривода, реализующих ее: *релейно-цикловый*; *гидромultipликаторный*; *насосно-аккумуляторный*.

5.1. Релейно-цикловые гидроприводы

В гидросистемах прессовых машин с релейно-цикловым гидроприводом выдержка под давлением осуществляется с помощью специального устройства — *реле времени* (РВ). Данные аппараты различных конструкций (электромагнитные, гидравлические, пневматические и др.) при подаче сигнала на воспринимающий элемент 1 обеспечивают выдержку во времени благодаря наличию специального демпфера (гидро- или пневмотормоза) 2, через который поток рабочей жидкости продавливается в сливную линию (см. рис. 5.1). После этого происходит замыкание электроконтакта, включение электромагнита распределителя 3 и слив жидкости в бак.

Рассмотрим функционально-операционную гидросхему, в которой реле времени выполняет названную функцию — выдержку под давлением (см. рис. 5.2).

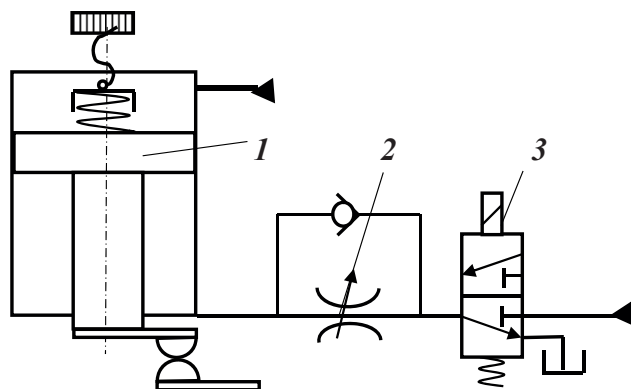


Рис. 5.1. Принципиальная схема реле времени

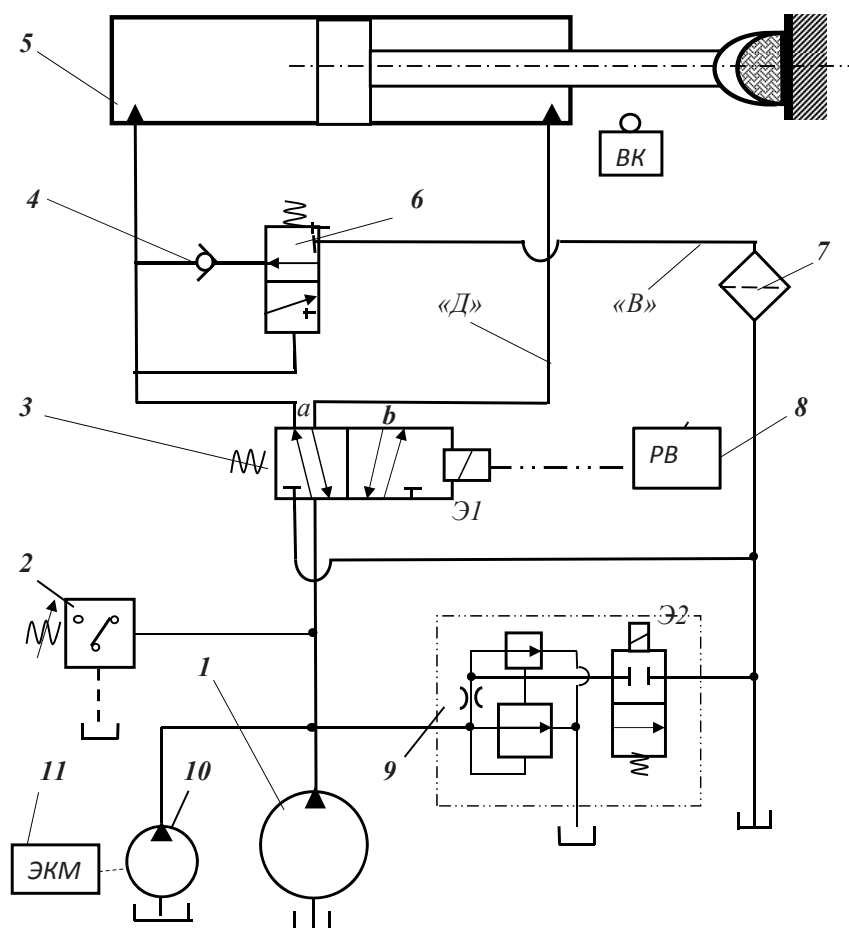


Рис. 5.2. Схема управления циклом с выдержкой под давлением

Быстрый подвод поршня, производящий предварительную опрессовку изделия, происходит при соединении полостей цилиндра 5 по «дифференциальной схеме», когда распределитель 3 находится в поз. «а». Штоковая полость подключена к поршневой через распределители 3 и 6 и обратный клапан 4. Процесс сжатия заготовки на этой фазе цикла производится с существенной скоростью, при постепенном нарастании давления. Когда же оно достигнет значения, на которое настроен клапан 6, штоковая полость автоматически соединится с гидробаком через аппараты 3–6–7 (золотник в клапане 6, сместившись, соединит линии В и Д). Вслед за этим произойдет понижение скорости перемещения штока и дальнейшее нарастание давления до величины p_2 , на которое настроено реле давления 2 и предохранительный клапан с золотником управления 9. От выключателя РД2 включится реле времени 8, а от него, через установленное время выдержки под давлением (фаза *СмВ*), подается команда на реверс на электромагнит Э1 распределителя 3 — и осуществляется быстрый отвод поршня в исходное положение. В конце обратного хода упор включит концевой выключатель «ВК», от которого поступит команда на отключение Э2 золотника управления при клапане 9, и рабочая жидкость станет сливаться в гидробак.

Недостатком данного способа управления является снижение давления в гидросистеме из-за постепенных утечек РЖ, которые надлежит компенсировать. Это осуществляется либо периодическим включением основного насоса 1, либо установкой в схему дополнительного насоса малой мощности и подачи 10 для регулярного пополнения потерь РЖ; при этом команда на включение и отключение подпиточного насоса 10 подается специальным устройством, например, электроконтактным манометром (ЭКМ) 11.

Этот недостаток особенно существенен в ОГП со сверхвысоким давлением (30...50 МПа), где рекомендуется применять *гидромультипликаторный привод* (см. п. 5.2).

Выдержка во времени при низком давлении. Иногда выдержку во времени рабочего органа прессовой машины необходимо производить при низком давлении. Для осуществления такой операции обычно используется тандем — *реле времени (РВ) и реле давления (РД)*.

На рис. 5.3 дана гидросхема, реализующая рабочий цикл с двойной выдержкой — в конце *РХ* и *БО*. Управление циклом «по пути» осуществляется конструкцией корпуса гидроцилиндра 1, в котором имеется

выточка $C — C$. Остановка поршня происходит автоматически из-за слива рабочей жидкости в выточке $C — C$. Быстрый отвод осуществляется путем соединения полостей ГЦ по дифференциальной схеме: в позиции «а» обе полости подключены к насосу, и вследствие разности площадей поршень движется со скоростью быстрого отвода (БО).

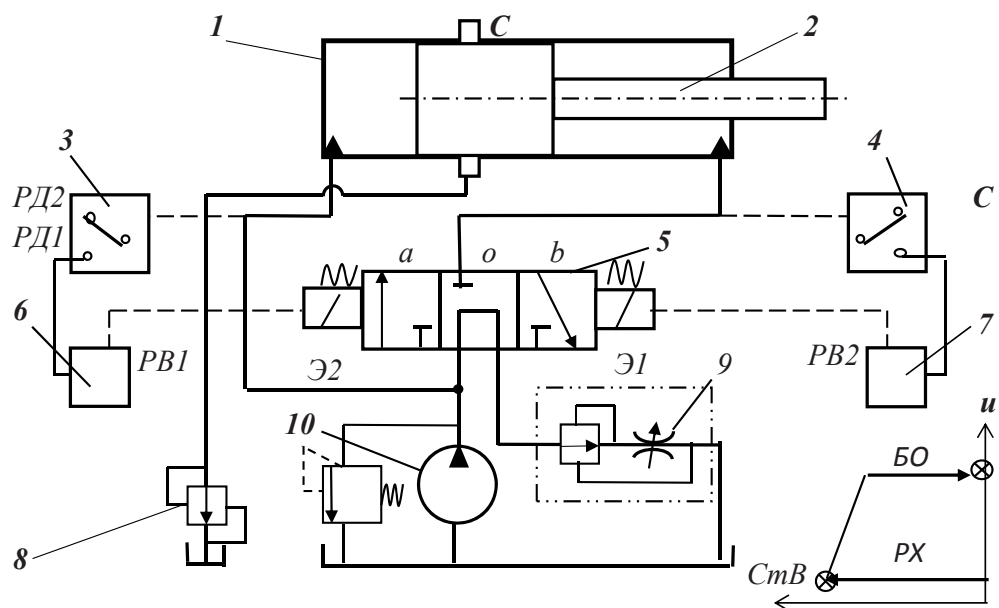


Рис. 5.3. Схема ОГП с двойной выдержкой по времени

При открывании выточки $C — C$ жидкость сливается в бак и поршень останавливается. Когда распределитель займет поз. «b» (после команды на реверс), поршневая полость отсоединится от насоса 10 и через регулятор расхода 9 соединится с баком — произойдет PX , который закончится при открытии линии слива от выточки $C — C$. Для создания выдержки во времени использованы реле давления 3 и 4 и реле времени 6 и 7. В конце рабочего хода, при открытии $C — C$, поршень останавливается, давление в поршневой полости падает ниже давления настройки $РД1$, вследствие чего данное реле срабатывает и включает $PB1$. Последнее, после требуемого интервала времени, переводит ГР 5 в поз. «а» для выполнения БО. После его выполнения аналогично срабатывают $РД2$ и $PB2$.

5.2. Гидроприводы прессовых машин

5.2.1. Применение гидромultiplikаторов

Гидросхема мультипликатора приведена на рис. 5.4. В ней применены внешние обратные клапаны 7 и 8 для блокировки потоков.

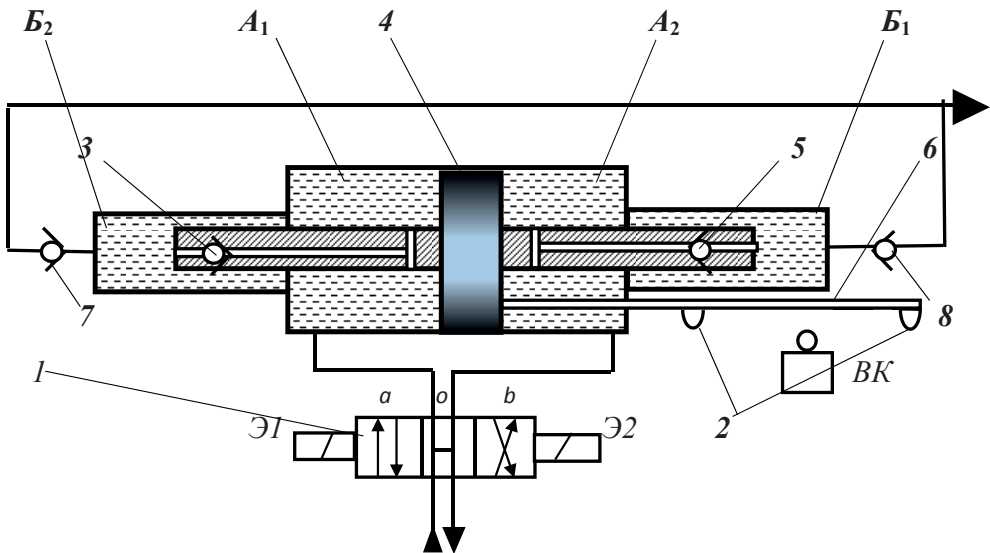


Рис. 5.4. Схема со сдвоенным гидромultiпликатором

В схеме использованы обратные клапаны 5 и 3, установленные во внутренних каналах. Полости низкого давления A_1 и A_2 поочередно соединяются либо с насосной, либо со сливной линией — через распределитель 1. Команды на включение электромагнитов Э1 и Э2 подаются концевым выключателем «ВК», который срабатывает от упоров 2 на консоли 6, связанной с подвижным поршнем 4 мультипликатора. При подаче жидкости с низким давлением (до 4 МПа) в полость A_1 поршень 4 движется вправо и вытесняет через клапан 8 жидкость из полости B_1 под давлением $p_{np} = 40$ МПа в гидроцилиндр пресса. Одновременно происходит заполнение полости B_2 через отверстия в штоке и обратный клапан 3; при этом клапаны 7 и 5 закрыты, а гидрораспределитель находится в поз. «а». Когда же рабочая жидкость подается в полость A_2 , то из полости B_2 прессовое давление поступает в рабочую

магистраль ОГП. При положении гидрораспределителя в нейтральной позиции давление в системе падает, оба клапана 3 и 5 закрываются; обратные клапаны 7 и 8 также блокируют поток, и гидросистема остается под высоким давлением в течение длительного времени.

5.2.2. Комбинированные приводы прессов

Гидросистемы управления рабочими циклами с выдержкой во времени часто являются комбинациями из различных вариантов, например, мультипликаторно-аккумуляторные, релейно-аккумуляторные и даже релейно-мультипликаторно-аккумуляторные. На рис. 5.5 приведена схема штамповочного пресса производства УЗТМ, предназначенного для горячей штамповки.

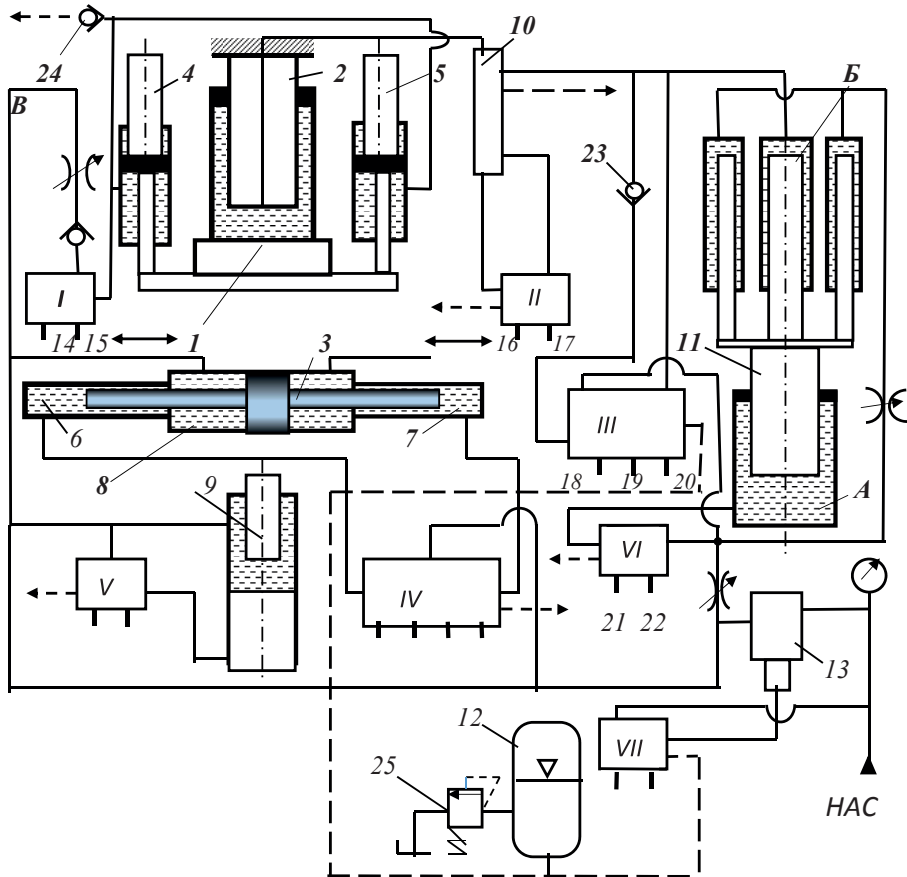


Рис. 5.5. Гидросхема штамповочного пресса УЗТМ

В гидросистему с насосно-аккумуляторным приводом встроен гидромультипликатор *11*, позволяющий увеличить давление от 32 МПа, создаваемое насосно-аккумуляторной станцией (НАС), до 40 МПа — в системе прессования.

Номинальное усилие пресса при работе от насосно-аккумуляторной станции равно 100 МН, при работе с гидромультипликатором оно возрастает до 120 МН. Длина хода подвижной поперечины ползуна *1* составляет 100 см; скорости движения: при рабочем ходе 6 см; при холостом и возвратном ходах — 25 см/с; перемещения выдвижного стола 8–20 см/с; длина хода стола — 2,5 м. Скорости подъема и опускания выталкивателя 9–30 см/с, длина хода — 38 см, развиваемое им усилие 0,53 МН. Рабочий цилиндр *2* жестко связан с подвижной поперечиной ползуна, а его плунжер *3* закреплен на верхней части станины; диаметр плунжера 2 см. Плунжерные гидроцилиндры *6* и *7* предназначены для перемещения выдвижного стола *8*; возвратными цилиндрами являются *4* и *5*. Кроме названных гидродвигателей в системе установлены два ГЦ, уравнивающие силу тяжести частей пресса, связанных с подвижной поперечиной (на схеме они не показаны), их полости постоянно соединяются с НАС через дроссели — их суммарное усилие равно 1,32 МН.

Главный распределитель системы, управляющий рабочим цилиндром *2*, возвратными цилиндрами *4* и *5* и наполнительным клапаном *10*, состоит из трех блоков (*I*, *II* и *III*), чьи клапаны открываются и закрываются под воздействием кулачков-толкателей, закрепленных на валу. Клапан *17* распределителя *II* обеспечивает открытие клапана наполнения *10* на обратном ходе пресса. Четырехклапанный распределитель *IV* управляет цилиндрами *6* и *7* перемещения стола *8*, распределитель *V* управляет цилиндром выталкивателя *9*; распределитель *VI* управляет мультипликатором *11*, соединяя его полость *A* либо с НАС, либо с наполнителем баком *12*. Распределитель *VII* управляет запорным клапаном *13*, пропуская жидкость от НАС в гидросистему пресса.

Система управления каждым из распределителей *IV–VI* состоит из двух пневмоцилиндров и рычажного устройства. Пневмоклапаны с электромагнитным управлением соединяют полости цилиндров либо с магистралью сжатого воздуха, либо с атмосферой. Распределитель *VII* управляется электромагнитом. На рис. 5.6 штриховыми линиями обозначены магистрали низкого давления, идущие от наполнительного бака *12*; остальные трубопроводы работают под высоким давлением

(32 или 40 МПа). Управление главным распределителем механическое, его рукоятка управления может устанавливаться в следующих положениях: 1) *Стоп*; 2) *Опускание* (холостой ход вниз); 3) *Нажатие* (*PX1* с подачей давления от *НАС*); 4) *Мультипликатор* (*PX2* с подачей давления от мультипликатора); 5) *Подъем* (обратный ход). Таблограмма положения клапанов 14–20 дана ниже.

Таблограмма работы клапанов

Фазы цикла	Клапаны						
	14	15	16	17	18	19	20
Стоп	Выкл	Выкл	Выкл	Выкл	Выкл	Выкл	Вкл
Опускание	Вкл	Выкл	Вкл	Выкл	Выкл	Выкл	Выкл
Нажатие	Вкл	Выкл	Вкл	Выкл	Вкл	Вкл	Выкл
Мультиплик.	Вкл	Выкл	Вкл	Выкл	Вкл	Вкл	Выкл
Подъем	Выкл	Вкл	Выкл	Вкл	Выкл	Выкл	Вкл

С рукояткой управления главного распределителя связан командоаппарат, подающий сигналы на включение и выключение электромагнитов пневмоклапанов управления распределителем *VI*. Когда рукоятка управления находится в поз. «Мультипликатор», то клапан *21* закрыт, а клапан *22* открыт. При этом жидкость от насоса поступает в полость *A* мультипликатора *11*, а из полости *B* жидкость под высоким давлением поступает в рабочий цилиндр. Обратный клапан *23* исключает возможность движения жидкости из полости *B* к клапанам *18* и *19*, поэтому они остаются открытыми.

При обратном ходе подвижной поперечины *1* жидкость из *НАС* поступает в возвратные гидроцилиндры *4* и *5*; верхний предел давления в них ограничивается предохранительным клапаном *24*. Из рабочего цилиндра *РЖ* вытесняется в гидроаккумулятор *12* через клапаны наполнения *10*. Если уровень жидкости и давление в *ГА* превысят номинальные значения, срабатывает перепускной клапан *25*, сбрасывая избыток жидкости в бак. Поскольку расход жидкости через клапаны главного распределителя весьма значителен (200 л/с), диаметры клапанов и их масса достаточно велики, то для их открытия требуется большое усилие. Для обеспечения удобства управления главным распределителем создано специальное устройство, включающее гидроусилитель и механизм обратной связи (рис. 5.6).

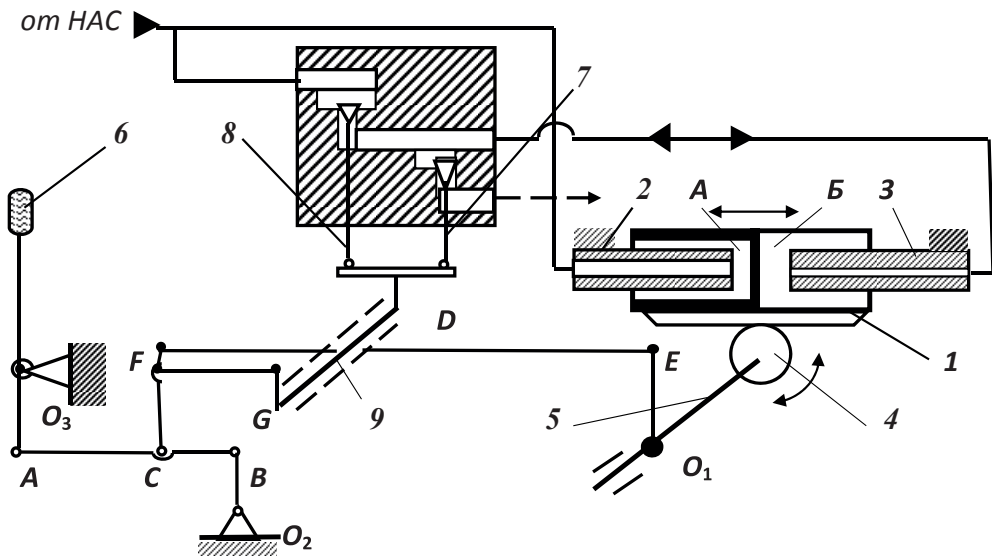


Рис. 5.6. Схема управления гидроусилителя

Гидроусилитель представляет собой двухполостной подвижный цилиндр 1 с неподвижными плунжерами 2 и 3. С цилиндром 1 связана рейка, сопряженная с шестерней 4, которая закреплена на валу 5, несущем кулачки управления главным распределителем. Механизм обратной связи включает звенья O_1E , DE , CD . Когда рукоятка 6 управления прессом зафиксирована в одном из положений, клапаны 7 и 8 закрыты, а гидроцилиндр 1 неподвижен, так как его полости заперты.

Если переместить рукоятку 6 в другое положение, повернув ее, например, по часовой стрелке, звено O_2B повернется против часовой стрелки вокруг точки O_2 , а звено CD — по часовой стрелке вокруг точки D . При этом звено FG повернет вал 9 против часовой стрелки, что обеспечит открытие клапана 7 распределителя без особого усилия, поскольку площади клапанов 7 и 8 малы.

При открытии клапана 7 полость Б соединяется с наполнительным баком, давление в ней падает, и цилиндр 1 под давлением в полости А перемещается вправо, а кулачковый вал 5 поворачивается по часовой стрелке. Начинает действовать механизм обратной связи: звено DE , воздействуя на звено CD , поворачивает его вокруг точки С (неподвижной, поскольку рукоятка 6 зафиксирована) по часовой стрелке, что приводит к закрытию клапана 7 и остановке вала 5 в требуемом положении.

При повороте рукоятки *б* против часовой стрелки открывается клапан *8* и цилиндр *1* перемещается влево, так как диаметр полости *Б* больше, чем полости *А*. Вал *5* при этом повернется против часовой стрелки. Угол поворота вала зависит от высоты подъема клапана, то есть от угла поворота рукоятки.

5.3. Насосно-аккумуляторные гидроприводы

В прессовых гидроприводах насосно-аккумуляторного типа часто используются газожидкостные аккумуляторы, в которых в качестве жидкости используется вода или водомасляная эмульсия, а газом является воздух или азот. Это удешевляет конструкцию и упрощает ее обслуживание.

На рис. 5.7 представлена схема НАГП ковочного прессы, в которой использованы воздушно-водяные беспоршневые гидроаккумуляторы в качестве накопителей энергии.

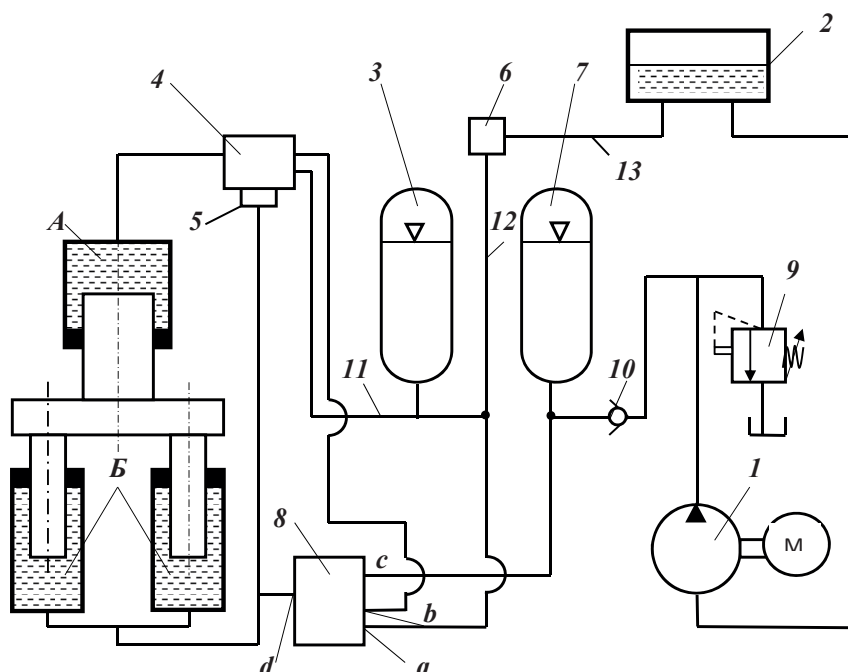


Рис. 5.7. Схема насосно-аккумуляторного гидропривода прессы

В состав НАГП входят насос 1, гидробак 2, наполнительный бак 3, наполнительный клапан 4 с сервоцилиндром 5, перепускной клапан 6, пневмогидравлический аккумулятор 7, четырехклапанный распределитель 8. Для ограничения давления в линии нагнетания предусмотрен предохранительный клапан 9. Обратный клапан 10 исключает обратное течение жидкости из 7.

Клапанный распределитель 8 управляется механически посредством стержней—выталкивателей, приводимых в движение коленчатым валом. Схема аппарата дана на рис. 5.8 вместе с символьным обозначением. При удержании ползуна в неподвижном состоянии полость А соединена с наполнительным баком 3, а в полостях В жидкость заперта. Для осуществления холостого хода полости соединяют с полостью А, куда начинает поступать жидкость из наполнительного бака, а также жидкость, вытесняемая из полостей В.

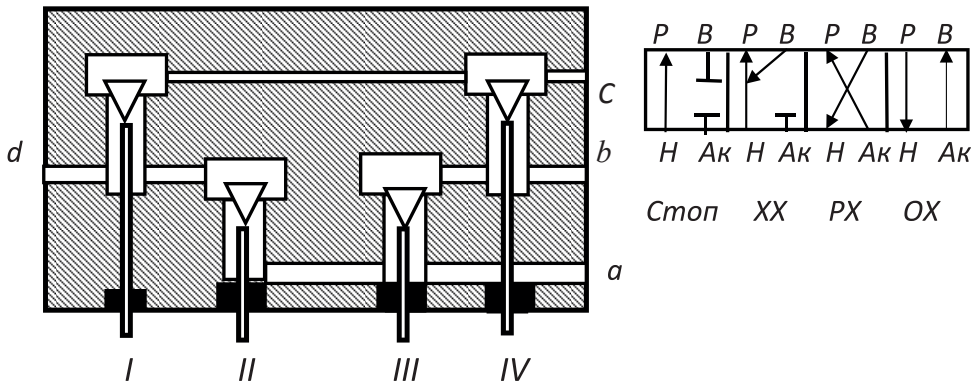


Рис. 5.8. Клапанный распределитель:

Н — наполнительный бак; Ак — аккумулятор; Р — рабочий цилиндр;
В — возвратные цилиндры; XX — холостой ход; PX — рабочий ход; ОХ — обратный ход;
Стоп — ползун неподвижен

Таблограмма работы гидрораспределителя

	I	II	III	IV
Стоп	—	—	+	—
XX	—	+	+	—
PX	—	+	—	+
OX	+	—	+	—

Для совершения рабочего хода полость *A* соединяют с аккумулятором, а полости *B* — с наполнительным баком. При обратном ходе ползуна полость *A* соединяется с наполнительным баком, а полости *B* и сервоцилиндр 5 наполнительного клапана — с аккумулятором. Наполнительный клапан во время обратного хода ползуна открыт, жидкость вытесняется из полости *A* через линию *II*. В наполнительный бак из полости *A* необходимо вытеснить столько жидкости, сколько ее поступило во время холостого хода ползуна. Остальная часть жидкости из рабочего цилиндра (ее объем равен объему жидкости, поступившей из аккумулятора за время рабочего хода) должна быть вытеснена в открытый бак 2. С этой целью между наполнительным и гидробаком 2 установлен перепускной клапан 6. Он остается открытым до тех пор, пока не будет восстановлен нормальный уровень жидкости в наполнительном баке. Схемы наполнительного и перепускного клапанов даны на рис. 5.9. Перепускной клапан содержит основной 6 и вспомогательный 7 клапаны; при этом подклапанная и надклапанная полости соединены через дроссель 8. Надклапанная полость клапана 2 присоединена к линии 13 (рис. 5.9). Клапан 5 прижат к седлу силой тяжести груза 4.

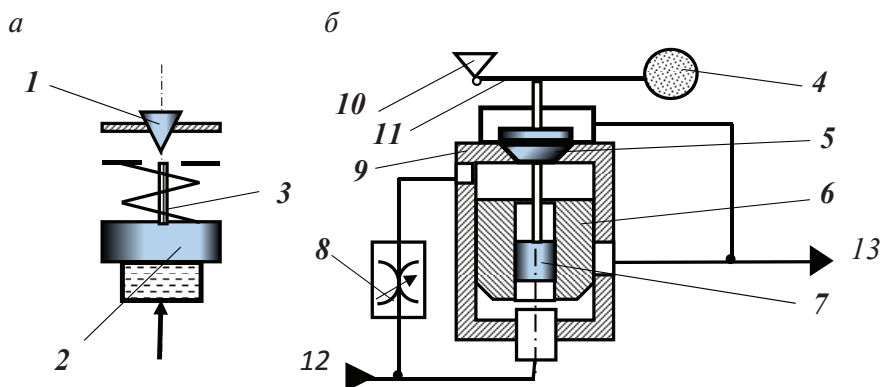


Рис. 5.9. Наполнительный и перепускной клапаны:

- а* — 1 — клапан; 2 — поршень сервоцилиндра; 3 — пружина; *б* — 4 — груз;
5 — вспомогательный клапан; 6 — основной клапан; 7 — поршень с толкателем;
8 — регулировочный дроссель; 9 — седло; 10 — шарнир; 11 — рычаг

Перепускной клапан функционирует следующим образом. Пока давление в линии 12 недостаточно для открытия клапана 5, оба клапана — 5 и 6 — закрыты. По мере поступления жидкости в наполнительный бак объем газа в нем уменьшается, а давление растет. При повы-

шении уровня жидкости и давления сверх предусмотренных значений, клапан 5 открывается; затем под воздействием перепада давлений (над клапаном и под ним) открывается и клапан 6. Это приводит к соединению линий 12 и 13 (рис. 5.9), и жидкость из полости А рабочего цилиндра уходит в гидробак. Перепад давления создается дросселем 8. После снижения уровня жидкости клапан закрывается.

5.3.1. Применение газожидкостных аккумуляторов в НАГП

Схема управления беспоршневые пневможидкостными аккумуляторами представлена на рис. 5.10. В систему управления входят аккумулятор 1, воздушные баллоны 2, к которым подведена линия 3, соединяющая их с компрессором, измеритель уровня жидкости 4, электрический аппарат управления 5, клапан нижнего уровня 6, клапан разгрузки насоса 7, обратный клапан 8, распределители 9 и 10, управляющие клапанами 6 и 7, запорные устройства 11 и 12.

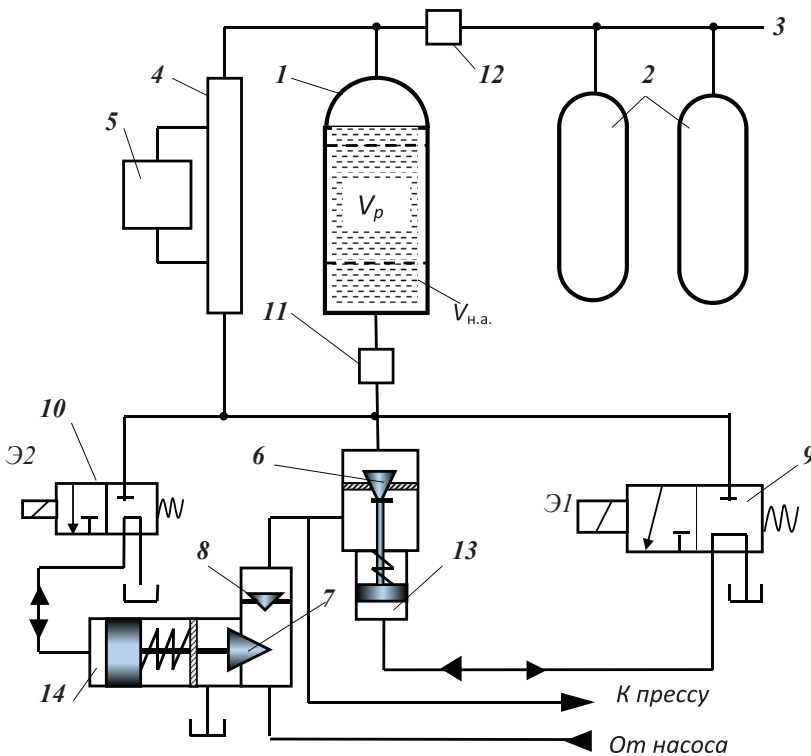


Рис. 5.10. Схема управления гидроаккумуляторами

Компрессор предназначен для восполнения потерь газа вследствие утечек. Уровнемер 4 установлен для контроля за уровнем жидкости в аккумуляторе с тем, чтобы не допустить проникания газа в гидросистему (при разрядке ГА) и попадания жидкости в газовые баллоны — при зарядке аккумулятора. Уровнемер представляет собой вертикальную трубу, соединенную с ГА по принципу сообщающихся сосудов, в которой установлены датчики уровня (электроконтактные, индукционные и др.) — между верхним и нижним предельными уровнями жидкости. Сигналы с датчиков поступают на приборы и электромагниты Э1 и Э2. При снижении уровня до нижнего предела поступает команда на блокировку выхода жидкости из ГА, а при достижении верхнего предела — на прекращение зарядки аккумулятора (насос переключается на слив). При этом указатель уровня подает сигнал на прибор, показывающий объем жидкости в ГА.

При уровне жидкости между верхним и нижним пределами электромагниты Э1 и Э2 включены, полости сервоцилиндров 13 и 14 находятся под давлением — клапан 6 открыт, а клапан 7 закрыт; возможна как зарядка, так и разрядка аккумулятора. Если уровень опускается до нижнего предела, по команде уровнемера 5 отключается электромагнит Э1; сервоцилиндр 13 клапана 6 соединяется с линией слива, и его поршень опускается; при этом клапан 7 остается закрытым. В таком состоянии системы выход жидкости из ГА перекрыт, возможна только зарядка, во время которой клапан 6 выполняет функцию обратного клапана.

При достижении верхнего предела уровня отключается электромагнит Э2, что приводит к открытию клапана 7 и переключению насоса на холостой ход; при этом клапан 6 остается открытым и идет зарядка аккумулятора.

Необходимую площадь поперечного сечения ГА S_a находят из условия, что скорость снижения уровня не должна превышать $v_o \leq 25$ м/с, т. е.

$$S_a = Q_{\max} / v_o, \quad (5.1)$$

где Q_{\max} — максимальный расход жидкости из ГА.

Рабочий объем жидкости, необходимый для выполнения цикла, равен

$$V_p = V_{\text{цил}} - Q_n T_{\text{ц}}, \quad (5.2)$$

где $V_{\text{цил}}$ — объем жидкости, поступающий за время цикла $T_{\text{ц}}$ в цилиндры; Q_n — подача насоса, м³/с.

Объем газа V_r в ГА должен быть таким, чтобы при максимальном отборе жидкости давление снижалось не более чем на 10–15 %. Расчеты показывают, что объем газа при $p_n = 20 \dots 32$ МПа равен $V_r \cong 13V_p$. Нижний аварийный объем жидкости $V_{на}$ определяется по скорости опускания уровня и времени прохождения сигнала на закрытие клапана 6.

5.3.2. Применение грузопоршневых и пружинных ГА

На рис. 5.11 приведена схема пресса для штамповки в разъемных матрицах, где в качестве силового ГА используется грузопоршневой агрегат, имеющий, в отличие от газожидкостных ГА, постоянное давление разрядки, равное весу груза G , деленному на площадь поршня S_n :

$$p_{га} = G/S_n. \quad (5.3)$$

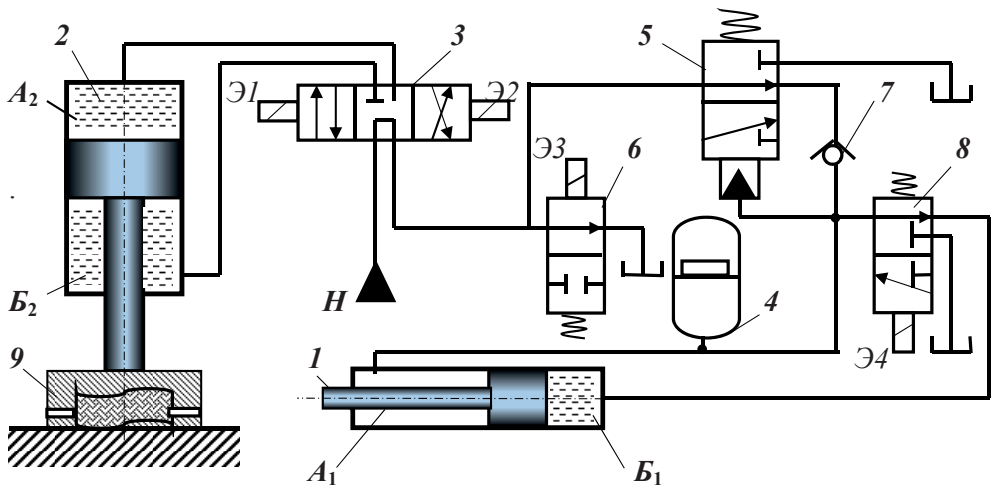


Рис. 5.11. Схема НАГП пресса для штамповки в матрицах

Силовой цилиндр 1 обеспечивает перемещение подвижной матрицы 9 и прижатие ее к неподвижной с необходимым усилием; пластическую деформацию обрабатываемого материала производит рабочий цилиндр 2. Когда распределитель 3 находится в нейтральной позиции, т. е. электромагниты Э1 и Э2 обесточены, насос Н подает рабочую жидкость для зарядки аккумулятора 4; в это время матрицы находятся в сжатом состоянии. По достижении необходимого давления прессо-

вания распределитель 5 переключает насос на слив. Для выполнения рабочего хода включают Э2; жидкость от насоса поступает в полость A_2 , а из полости B_2 вытесняется в бак. Электромагнит Э3 включается только во время обратного хода поршня цилиндра 7. Для размыкания матриц включают электромагнит Э4: полость A_1 соединяется с гидробаком, а подвижная матрица отходит от неподвижной под давлением жидкости в полости B_1 , после чего изделие удаляется из штампа специальным толкателем.

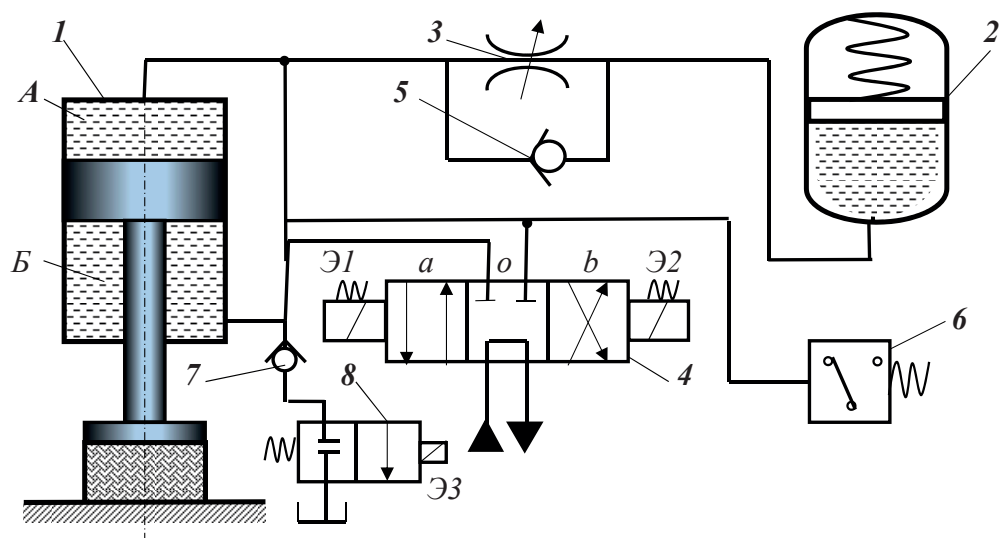


Рис. 5.12. Схема с пружинным ГА

На рис. 5.12 приведена схема применения пружинного гидроаккумулятора в насосно-аккумуляторных гидроприводах. Рассмотрим ее действие по фазам рабочего цикла. На стадии рабочего хода (прессования) давление в поршневой полости A силового гидроцилиндра 1 постепенно нарастает и по достижении заданного усилия прессования (с давлением p_{np}) распределитель 4 переводится в нейтральную позицию «о» (по команде от реле давления 6). Жидкость из ГА 2 поступает в полость A гидроцилиндра через дроссель 3 в количестве, достаточном для компенсации утечек РЖ; полость B в это время соединена с гидробаком через распределитель 8 и ОК 7. При переключении распределителя 4 в поз. «а», т.е. на обратный ход поршня, аккумулятор разряжается через дроссель 3. Зарядку ГА проводят через ОК 5 при положении распределителя 4 в поз. «b».

5.4. Примеры проектирования и расчета гидросхем ОГП

Пример 5.1. Дроссельно-регулируемая ОГП с управлением «по пути»

1. Исходные данные:

а) для компоновки гидросхемы

- тип цикла — «БП- РХ — БО»;
- тип гидродвигателя — *одноштоковый гидроцилиндр*;
- схема циркуляции — *открытая (разомкнутая)*;
- способ управления циклом — «по пути», внешними включателями;
- тип команды управления — *гидравлическая*;
- регулирование скорости ГЦ — *дроссельное*, посредством дросселя на входе в ГД;

б) для расчета рабочих параметров и выбора гидроаппаратуры

- нагрузка на рабочий орган (шток) — $R = 25 \text{ кН}$;
- эффективное давление нагнетания (в гидросистеме) — $p_{\text{эф}} = 3 \text{ МПа}$;
- скорости движения по фазам цикла: $u_{\text{БП}} = 3,5 \text{ см/с}$;
 $u_{\text{РХ}} = 1,4 \text{ см/с}$;
- длины: рабочего хода $l_{\text{РХ}} = 200 \text{ мм}$, быстрого подвода $l_{\text{БП}} = 400 \text{ мм}$;
- длины трубопроводов: нагнетания $L_{\text{Н}} = 4 \text{ м}$, слива $L_{\text{СЛ}} = 6 \text{ м}$;

в) дополнительные условия

- тип гидрораспределителя — *золотниковый, реверсивный, 3/4*;
- установка фильтра — *перед гидрораспределителем*;
- рабочая жидкость — *минеральное масло марки ИС-20 (плотность $\rho = 880 \text{ кг/м}^3$, вязкость $\nu = 0,2 \text{ см}^2/\text{с}$)*;
- допустимые скорости течения РЖ в линиях: $v_{\text{Н}} = 3,5 \text{ м/с}$,
 $v_{\text{СЛ}} = 2,0 \text{ м/с}$;
- остановку работы гидросистемы производить посредством основного гидрораспределителя — переключением в нейтральную позицию «О»;
- общий КПД гидропередачи принять $\eta_{\text{гп}} = 0,8$.

2. Составление принципиальной гидросхемы и описание ее работы.

1) По условиям задания составляется *принципиальная гидросхема*, реализующая рабочий цикл в автоматическом режиме (см. рис. 5.13).

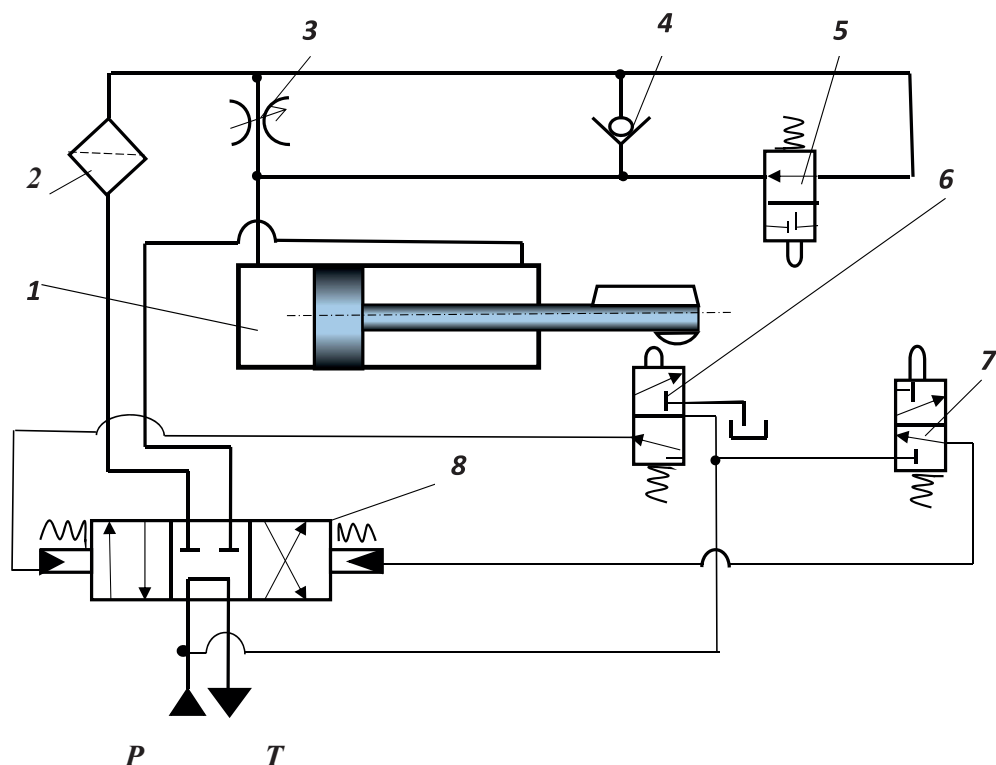


Рис. 5.13. Дроссельно-регулируемая ОГП с управлением «по пути»

На рис. 5.13 приведена функциональная гидросхема ОГП, посредством которой осуществляется управление циклом «БП–РХ–БО», с последовательно-дроссельным регулированием скорости «рабочего хода» с помощью дросселя 3, установленного на выходе (в сливной линии). Смена позиций главного распределителя 8 производится посредством переключателей 5, 6, 7 при подаче давления управления из нагнетательной линии с помощью крана 9. Этот же кран используется оператором для остановки ГД в любом положении, поскольку при отключении давления управления ГР 8 переходит в нейтральную позицию под воздействием пружин. При обратном ходе — БО — масло свободно поступает в гидроцилиндр через обратный клапан 4.

Позиции аппаратуры управления, соответствующие фазам цикла, представлены в таблограмме:

Таблограмма

Фазы цикла	Гидроаппараты и их позиции			
	8	6	5	7
Исходное положение	a	a	b	a
Быстрый подвод (БП)	a	a	b	a
Рабочий ход (РХ)	a	b	b	b
Реверс	b	b	a	b
Быстрый отвод (БО)	b	b	a	b

3. Расчет рабочих параметров и выбор гидроаппаратов

3.1. Выбор гидродвигателя (ГЦ)

1) Определение необходимого диаметра поршня ГЦ

$$D = \sqrt{\frac{4R}{\pi p_{\text{эф}} \eta_{\text{ГЦ}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 25 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 3 \cdot 10^6 \cdot 0,9}} = 0,1086 \text{ м} = 108,6 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение [1, с. 7] $D = 110 \text{ мм}$.

2) Определение диаметра штока

$$d = 0,5D = 55 \text{ мм;}$$

принимаем стандартное значение [1, с. 54] $d = 56 \text{ мм}$.

Определяя длину хода штока $s = 600 \text{ мм}$, выбираем гидроцилиндр марки ЦГ-1216 [1, с. 60, табл. 3.4] с параметрами $D = 110 \text{ мм}$, $d = 56 \text{ мм}$, ход $s = 640 \text{ мм}$, рабочее давление до 16 МПа.

3.2. Выбор насоса

1) Максимально необходимый (для обеспечения БП) расход РЖ равен

$$Q_{\text{max}} = u_{\text{БП}} \cdot S_1 = u_{\text{БП}} \frac{\pi D^2}{4} =$$

$$= 0,035 \cdot 3,14 \cdot 0,11^2 / 4 = 0,000332 \text{ м}^3/\text{с} = 19,95 \text{ л/мин.}$$

2) Минимально необходимое давление при рабочем ходе

$$p_{\text{min}} = 4R / \pi D^2 \eta_{\text{м}} = 2,92 \text{ МПа, где } \eta_{\text{м}} = 0,9 \text{ — механический КПД ГЦ.}$$

По расходу и давлению выбирается насос [1, с.33, табл. 2,11]: пластинчатый НПл 25/6,3 (ТУ2-053-1899-88) (з-д «Гидропривод», г. Елец) с параметрами: номинальная подача 21,1 л/мин; номинальное давление $p_{\text{ном}} = 6,3 \text{ МПа}$; полный КПД $\eta_{\text{н}} = 0,78$, $\eta_{\text{он}} = 0,88$; частота вращения $n = 950 \text{ об/мин}$.

3.3. Выбор аппаратуры управления и регулирования

По расходу и давлению выбирается аппаратура (на схеме частично не указана): 1) основной гидрораспределитель 4 — золотниковый, реверсивный типа В6, исполнение по схеме 64 с гидроуправлением

[1, с. 91, табл. 4.1; с. 95, табл. 4.2] с условным проходом 6 мм [1, с. 100, табл. 4.3]; потери давления при номинальном расходе $\Delta p_{\text{ГР}} \approx 0,4$ МПа [1, с. 99, рис. 4.2, кривая 3];

2) переливной предохранительный клапан 2: тип Г54-32М [1, с. 140, табл. 5.2] с параметрами: условный проход 10 мм, расход 35 л/мин, номинальный перепад давления $\Delta p = 0,2$ МПа; рабочее давление $p_{\text{ном}} = 20$ МПа.

3) регулятор расхода — дроссель 7 ДР-12 [1, с. 177, табл. 5.25] с параметрами: условный расход 12 мм, номинальный расход 25 л/мин, потеря давления $\Delta p_{\text{др}} = 0,3$ МПа;

4) золотник 9 и обратный клапан 10: Г74-24 и Г51-24;

5) фильтр 1ФГМ-М с тонкостью фильтрации 25 мкм и расходом 40 л/мин [1, с. 313, табл. 8.18], номинальные потери давления $\Delta p = 0,08$ МПа.

4. Расчет трубопроводной системы

4.1. Определение диаметров трубопроводных линий

1) Диаметр трубопровода линии нагнетания. Исходя из предельно допустимой скорости течения $v_{\text{наг}} = 3,5$ м/с, получаем $d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{\text{наг}}}} = 10,9$ мм; принимаем — ГОСТ 8734–75 [1, с. 357, табл. 8.41] стальную бесшовную холоднодеформированную трубу с наружным диаметром $d_{\text{н1}} = 18$ мм и толщиной стенки $\delta_1 = 3,5$ мм.

2) Диаметр трубопровода линии слива: по допустимой скорости $v_{\text{сл}} = 2$ м/с и расходу из штоковой полости $Q = v_{\text{БП}} \cdot S_2 = 15,8$ л/мин получаем: $d_2 = \sqrt{4Q / \pi v_{\text{сл}}} = 12,9$ мм; принимаем стандартное $d_{\text{н2}} = 20$ мм, $\delta_2 = 3,5$ мм.

4.2. Расчеты потерь давления в линиях при рабочем ходе

1) Определяем скорости потока при РХ в линиях:

- в линии нагнетания: расход при РХ равен $Q_1 = v_{\text{РХ}} \cdot S_1 = 0,00013 \text{ м}^3/\text{с} = 7,97$ л/мин; следовательно, $v_{1 \text{ РХ}} = 4Q_1 / \pi d_1^2 = 1,65$ м/с;
- в линии слива: расход слива при РХ равен $Q_2 = v_{\text{РХ}} \cdot S_2 = 0,000016 \text{ м}^3/\text{с} = 0,942$ л/мин; следовательно, $v_{2 \text{ РХ}} = 4Q_2 / \pi d_2^2 = 0,09$ м/с.

2) Устанавливаем режимы течения в трубах:

- в линии нагнетания: $Re_1 = v_{1 \text{ РХ}} \cdot d_1 / \nu = 1,65 \cdot 0,01 / 0,2 \cdot 10^{-4} = 825$, то есть режим течения в трубе ламинарный;
- в линии слива: $Re_2 = v_{2 \text{ РХ}} \cdot d_2 / \nu = 67,5$, то есть течение ламинарное.

3) Определяем коэффициенты линейных потерь λ (коэффициенты Дарси) и рассчитываем потери давления в линиях, в гидроаппаратах и в гидросистеме в целом:

а) коэффициенты линейных гидросопротивлений λ

- в линии нагнетания: $\lambda_1 = 64/\text{Re}_1 = 0,077 \approx 0,08$;
- в линии слива: $\lambda_2 = 64/\text{Re}_2 = 0,95$;

б) линейные потери (по длине трубы)

- линия нагнетания $\Delta p_1 = \lambda_1 \rho v_1^2 L_1 / 2d_1 = 0,01$ МПа;
- линия слива $\Delta p_2 = \lambda_2 \rho v_2^2 L_2 / 2d_2 = 0,003$ МПа;

в) локальные (в местных гидросопротивлениях)

линия нагнетания:

- в гидрораспределителе 4:

$$\Delta p_{\text{ГР}} = \Delta p_{\text{Т}} (Q_1/Q_{\text{Т}})^2 = 0,4 \text{ МПа},$$

где $Q_{\text{Т}}$ — табличное значение расхода из [1, с. 99];

- в фильтре $\Delta p_{\text{Ф}} = \Delta p_{\text{Т}} (Q_1/Q_{\text{Т}}) = 0,08$ МПа;
- в дросселе $\Delta p_{\text{ДР}} = 0,3$ МПа;
- линия слива:

- в гидрораспределителе $\Delta p_{\text{ГР}} = 0,2$ МПа;

г) суммарные потери давления в линиях:

- в линии нагнетания: $\Delta p_{\text{НАГ}} = \Delta p_1 + \Delta p_{\text{ГР}} + \Delta p_{\text{Ф}} + \Delta p_{\text{ДР}} = 0,01 + 0,4 + 0,08 + 0,3 = 0,79$ МПа;
- в линии слива: $\Delta p_{\text{СЛ}} = \Delta p_2 + \Delta p_{\text{ГР}} = 0,003 + 0,2 = 0,203$ МПа.

Общие потери давления в гидросистеме:

$$\Delta p_{\text{С}} = \Delta p_{\text{НАГ}} + \Delta p_{\text{СЛ}} \approx 1,0 \text{ МПа}.$$

5. Расчет необходимой мощности насоса и привода

а) мощность насоса

Вначале определяется необходимое давление насоса с учетом нагрузки R и потерь давления в гидросистеме:

$$p_{\text{Н}} = p_{\text{Р}} + \Delta p_{\text{С}} = p_{\text{мин}} + \Delta p_{\text{С}} = 2,92 + 1,0 = 3,92 \text{ МПа}.$$

Отсюда мощность насоса при PX определится как

$$N_{\text{Н}} = p_{\text{Н}} \cdot Q_{\text{Н}} = 3,92 \cdot 10^6 \cdot 0,000377 = 1479 \text{ Вт} \approx 1,48 \text{ кВт},$$

где подача насоса $Q_{\text{Н}} = Q_{\text{max}}/\eta_{\text{он}} = 0,000332/0,88 = 0,000377 \text{ м}^3/\text{с}$;

б) мощность привода

$$N_{\text{ПР}} = N_{\text{Н}}/\eta_{\text{Н}} = 1,479/0,78 = 1,896 \text{ кВт} \approx 1,9 \text{ кВт}.$$

Или, с учетом необходимого резерва мощности ($K_{\text{рез}} = 1,25$), получаем

$$N_{\text{ПР0}} = 1,25 N_{\text{ПР}} = 2,37 \text{ кВт} \approx 2,5 \text{ кВт}.$$

Давление настройки предохранительного переливного клапана 2 принимаем, исходя из давления $p_{\text{н}}$, равным

$$p_{\text{кл}} = p_{\text{max}} = 4 \text{ МПа}.$$

Управление основным гидрораспределителем 4 осуществляется золотниками 11 и 12 типа Г74–24; для блокировки гидропривода оператором машины в любом положении (например, при потере давления в системе) используется пробочный кран 5 типа Пб.

В заключение строим характеристику сети вида $p_{\text{с}} = f(Q^2)$ и определяем рабочую точку A на ее пересечении с главной характеристикой насоса $p_{\text{н}} = f(Q)$ (рис. 5.14).

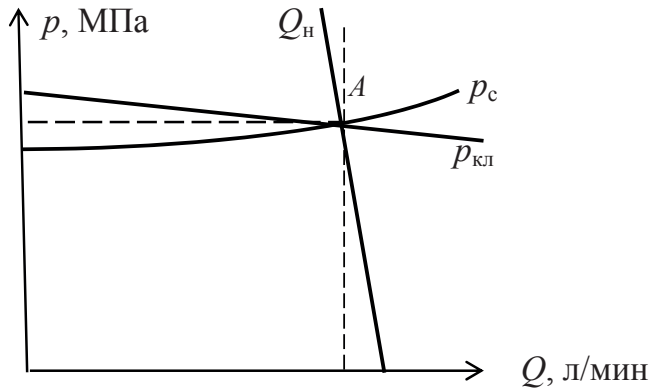


Рис. 5.14. Основные характеристики гидросистемы

Пример 5.2. Гидросистема с рычажно-поршневым ПГД

1. Исходные данные:

а) для компоновки схемы

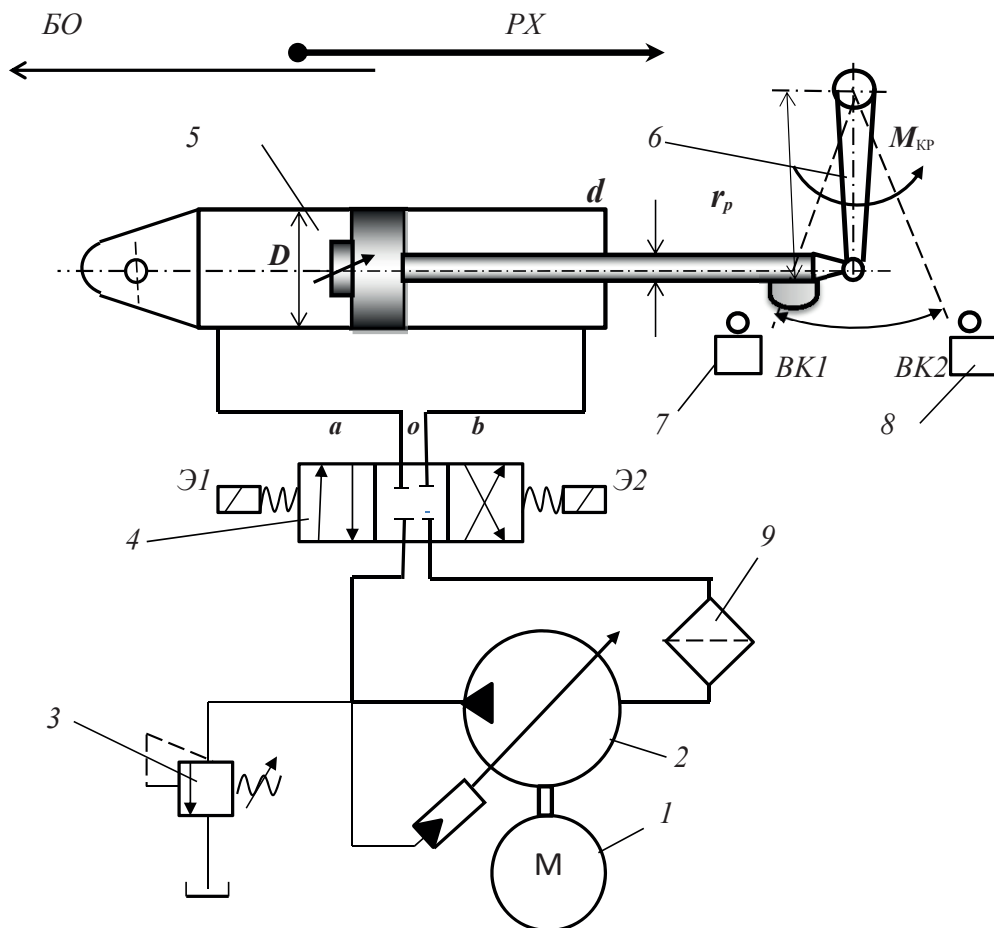
- рабочий цикл: «РХ — БО»;
- тип гидродвигателя: поворотный, рычажно-поршневой;
- схема циркуляции: замкнутая;

- управление циклом: «по пути» и «по давлению» (объемно-машинное, насосом);
 - тип команды управления: электромагнитная;
- б) для расчета рабочих параметров и выбора гидроаппаратуры
- необходимый крутящий момент на выходе: $M_{кр} = 110 \text{ кН} \cdot \text{м}$;
 - длина рычага: $r_p = 350 \text{ мм}$;
 - угол поворота: $\varphi = 60^\circ$;
 - эффективное давление нагнетания: $p_{эф} = 32 \text{ МПа}$;
 - длительность: рабочего хода $t_{рх} = 6 \text{ с}$, быстрого отвода $t_{бо} = 1,5 \text{ с}$;
 - длина трубопроводных линий: $L_H = 4 \text{ м}$, $L_{сл} = 4,5 \text{ м}$;
- в) дополнительные условия:
- допустимые скорости течения РЖ в линиях: $v_H = 3,0 \text{ м/с}$, $v_{сл} = 2,0 \text{ м/с}$;
 - торможение поршня в конце БО: *посредством регулируемого внутреннего гидродемпфера*;
 - установка фильтра: *на сливной линии*;
 - гидрораспределитель: *3/4 с закрытым центром, золотникового типа*;
 - жидкость (РЖ): *минеральное масло ИГП-18*: $\nu = 0,18 \text{ см}^2/\text{с}$, $\rho = 880 \text{ кг/м}^3$;
 - общий КПД гидропередачи $\eta_{гп} = 0,8$; КПД гидроцилиндра $\eta_{гц} = 0,85$;
 - остановка гидросистемы: *отключением электромагнитов ГР*;
 - защита гидросистемы: *посредством предохранительного клапана у насоса с переливом в гидробак (открытого типа)*;

2. Принципиальная схема гидропривода и описание ее работы

Принципиальная схема ОГП приведена на рис. 5.15.

Установка функционирует следующим образом. При РХ гидрораспределитель 4 находится в позиции «а» (включение электромагнита Э1 производится концевым выключателем ВК₁), масло поступает в поршневую полость гидроцилиндра 5 с рабочей подачей насоса 2, обеспечивающей скорость рабочего хода $u_{рх}$ и поворот рычага 6. РЖ поступает по трассе 2–4–5, слив происходит по трассе 5–4–9–2. При БО происходит реверс движения поршня, он перемещается со скоростью $u_{бо}$ при максимальной подаче насоса; в конце хода осуществляется гидроторможение (БО реализуется при нахождении ГР в поз. «б»,



3. Расчет рабочих параметров и выбор гидроаппаратуры

а) выбор гидроцилиндра

- необходимое усилие на штоке F_{III}

$$F_{\text{ш}} = M/r_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ГЦ}} = 110 \cdot 10^3 / 0,35 \cdot 0,85 = 370 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

- необходимый диаметр поршня D

$$D = \sqrt{4F / \pi p_H} = \sqrt{4 \cdot 370 \cdot 1000 / 3,14 \cdot 32 \cdot 10^6} = 0,121 \text{ м} = 121 \text{ мм}.$$

Принимаем гидроцилиндр марки ЦГП-1213–32 с размерами ($D/d/s$): 125/80/360 [1, с. 61, табл. 3.4].

б) выбор насоса

Необходимая подача насоса. По скорости быстрого отвода, определяемой из заданного времени и длины хода поршня $u_{\text{БО}} = s/t_{\text{БО}} = 0,35/1,5 = 0,233$ м/с, находим необходимую минимальную подачу насоса, приняв объемный КПД цилиндра $\eta_{\text{оц}} = 0,98$:

$$Q_{\text{Н}} = u_{\text{БО}} \cdot S_2 \cdot \eta_{\text{оц}} = u_{\text{БО}} \cdot \pi (D^2 - d^2) / 4 \cdot \eta_{\text{оц}} = \\ = 0,233 \cdot 3,14 (0,125^2 - 0,08^2) / 4 \cdot 0,98 = 0,00172 \text{ м}^3/\text{с} = 103,25 \text{ л/мин.}$$

По подаче и давлению выбираем насос РНАІД 125/35 с $Q_{\text{Н}} = 170$ л/мин с регулятором давления с управлением от собственного потока [1, с. 26, табл. 2.5], $\eta_{\text{оН}} = 0,95$; $\eta_{\text{н}} = 0,88$;

в) выбор гидрораспределителя, фильтра и переливного клапана

По расходу циркуляции, равному $Q_{\text{Н}}$, выбираем:

- *гидрораспределитель 4* марки 32-В-ЕХ-16-14-В22-М с расходом $Q_{\text{ГР}} = 180$ л/мин [1, с. 116–117, табл. 4.9] с электрогидравлическим управлением; потери давления $\Delta p_{\text{ГР}} = 0,4$ МПа;
- *фильтр 9* — всасывающий — *типа FST-FS300* с номинальным расходом фильтрации $Q_{\text{ф}} = 200$ л/мин [1, с. 305, табл. 8.11], $\Delta p_{\text{ф}} = 0,07$ МПа;
- *переливной клапан 3* — марка МКПВ с условным проходом 20 мм, номинальным расходом $Q_{\text{кл}} = 160$ л/мин и давлением настройки $p_{\text{ном}} = 32$ МПа, изменение давления настройки при изменении расхода от номинального до минимального не более 2 МПа [1, с. 147, табл. 5.7], монтаж ПК — трубный.

4. Расчет трубопроводной системы

а) расчет параметров гидросистемы при РХ:

1) расходы рабочей жидкости в линиях:

- *нагнетания* $Q_1 = u_{\text{РХ}} \cdot S_1 = 0,058 \cdot 0,0122 = 0,00071 \text{ м}^3/\text{с} = 42,7 \text{ л/мин}$, где $S_1 = \pi D^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,125^2 / 4 = 0,0122 \text{ м}^2$; $u_{\text{РХ}} = s/t_{\text{РХ}} = 0,35/6 = 0,058$ м/с;
- *слива* $Q_2 = u_{\text{РХ}} \cdot S_2 = 0,058 \cdot 0,0072 = 0,00042 \text{ м}^3/\text{с} = 25,1 \text{ л/мин}$;

2) необходимые диаметры труб:

- *линии нагнетания*: $d_1 = \sqrt{4Q / \pi v_1} = \sqrt{4 \cdot 0,00071 / 3,14 \cdot 3} = 0,0173 \text{ м} = 17,3 \text{ мм}$; принимаем стандартное значение [1, с. 357,

табл. 8.41] для стальной холоднодеформированной трубы по ГОСТ 8734–75 — наружный диаметр $d_{н1} = 28$ мм, толщина стенки 5,2 мм;

- линии слива: $d_2 = \sqrt{4 \cdot Q_2 / \pi v_2} = 0,0163 \text{ м} = 16,3 \text{ мм}$; принимаем стандартное значение $d_{н2} = 28$ мм, толщина стенки 5,2 мм;

б) определение потерь давления в системе

Применив алгоритм расчета, описанный в примере 1, получаем:

- потери давления в линии нагнетания $\Delta p_{наг} = 0,77 \text{ МПа}$;
- потери давления в сливной линии $\Delta p_{сл} = 0,23 \text{ МПа}$;
- общие: $\Delta p = 1 \text{ МПа}$.

5. Расчет необходимой мощности насоса и привода

$$N_{н} = (p_{эф} + \Delta p_{общ}) \cdot Q_{н} = (32 + 1,0) \cdot 0,00071 = 23,43 \text{ кВт.}$$

$$N_{пр0} = N_{н} / \eta_{н} = 23,43 / 0,88 = 26,625 \text{ кВт,}$$

или с учетом коэффициента резерва $K_{рез} = 1,3$ получаем $N_{пр} = 3,46 \text{ кВт}$.

Составим таблограмму рабочего цикла:

Фазы цикла	Позиции гидроаппаратов		
	4	7	8
Рабочий ход (РХ)	а	вкл	—
Быстрый отвод (БО)	б	—	вкл
Остановка поршня	о	—	—

Пример 5.3. Гидросистема с лопастным поворотным гидродвигателем

Задание

1. Составить принципиальную гидросхему работы ОГП в автоматическом режиме, предусмотрев меры защиты.
2. Определить необходимое давление $p_{н}$ и подачу $Q_{н}$ насоса и подобрать типовой образец.
3. Рассчитать мощность насоса и привода.

1. Исходные данные

а) для компоновки схемы:

- рабочий цикл: «РХ — БО»;
- гидродвигатель: *лопастной, возвратно-поворотного движения на угол $\varphi = 270^\circ$, однократного действия*;

- схема циркуляции: *открытая, разомкнутая*;
 - способ управления ПГД: *«по давлению», посредством реле давления*;
 - тип команды управления: *электромагнитная*;
 - регулирование скорости ГД: *дрессельное, с установкой регулятора расхода на выходе из гидродвигателя*;
- б) для расчета рабочих параметров и выбора гидроаппаратуры:
- размеры ПГД: $R = 200$ мм, $r = 100$ мм, $B = 80$ мм;
 - необходимый крутящий момент: $M = 4,8$ кН·м;
 - угловая скорость поворота при РХ: $\omega_1 = 5$ рад/с (≈ 288 град/с);
 - потери давления: в линии нагнетания — $\Delta p_n = 0,2$ МПа; в линии слива — $\Delta p_{сл} = 0,5$ МПа;
 - утечки РЖ в гидросистеме: $\Delta Q_{ут} = 0,3$ л/мин;
- в) дополнительные условия:
- принять для гидродвигателя: *объемный КПД* — $\eta_{од} = 0,97$; *механический КПД* — $\eta_{мд} = 0,8$;
 - установка фильтра — на сливной линии перед гидробаком.

2. Принципиальная функциональная гидросхема

Принципиальная схема гидросистемы, по исходным данным, приведена на рис. 5.16.

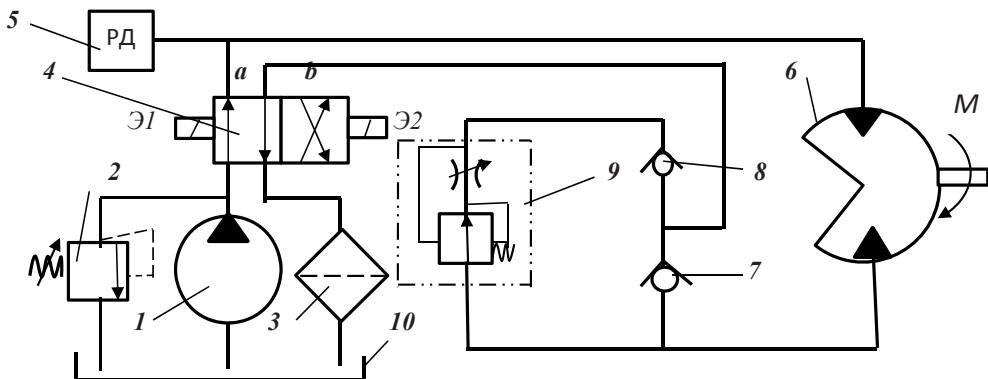


Рис. 5.16. Гидросистема с лопастным ПГД

Гидросистема функционирует следующим образом: при РХ гидрораспределитель 4 находится в поз. «а» и масло поступает в ГД 6, затем через регулятор расхода 9, обратный клапан 8, гидрораспределитель 4

и фильтр 3 — в гидробак 10. В конце PX , когда лопасть ГД доходит до упора, давление возрастает до величины, на которую настроено реле давления 5; оно включит электромагнит Э2, и распределитель переводится в поз. «б» — начинается БО: масло поступает в гидродвигатель 6 через обратный клапан 7, обходя дроссель 9.

3. Расчет параметров гидросистемы

Пренебрегая противодавлением в сливной магистрали, определим давление нагнетания

$$p_{\text{наг}} = 8 \text{ МПа} \cdot \eta_{\text{гд}} = 8 \cdot 4800 / (0,4^2 - 0,2^2) \cdot 0,8 = 5 \text{ МПа}.$$

Определяем расход РЖ, поступающий в гидродвигатель,

$$Q_{\text{эф}} = (D^2 - d^2) B \omega_L / 8 \eta_{\text{об}} = (4^2 - 2^2) \cdot 0,8 \cdot 5 / 8 \cdot 0,97 = 6,2 \text{ л/с} = 186 \text{ л/мин}.$$

Давление, развиваемое насосом, будет

$$p_{\text{Н}} = p_{\text{наг}} + \Delta p_{\text{н}} + \Delta p_{\text{сл}} = 5 + 0,2 + 0,5 = 5,7 \text{ МПа}.$$

С учетом утечек РЖ в гидросистеме подача насоса должна составлять

$$Q_{\text{Н}} = Q_{\text{эф}} + \Delta Q_{\text{ут}} = 186 + 0,3 = 186,3 \text{ л/мин}.$$

По полученным расчетным величинам выбираем насос Г12-26АМ с номинальным давлением $p_{\text{ном}} = 6,3 \text{ МПа}$ и номинальной подачей $Q_{\text{ном}} = 193 \text{ л/мин}$ [1, с. 33, табл. 2.11] с числом оборотов $n = 960 \text{ об/мин}$ и $\eta_o = 0,9$, $\eta_{\text{н}} = 0,82$.

Необходимая мощность насоса составит

$$N_{\text{Н}} = p_{\text{н}} \cdot Q_{\text{н}} = 5 \cdot 0,0031 = 15,5 \text{ кВт}.$$

Остальная гидроаппаратура подбирается по полученным расчетным данным.

Пример 5.4. Гидросистема ОГП с гидромотором

В гидропередаче (см. рис. 5.17) используется ГМ 1 с рабочим объемом $V_o = 50 \text{ см}^3$, с частотой вращения $n = 600 \text{ об/мин}$, развивающий крутящий момент $M = 45 \text{ Н}\cdot\text{м}$; объемный КПД машины $\eta_{\text{ом}} = 0,98$, механический $\eta_{\text{мехМ}} = 0,9$. Потери давления в гидролиниях: — напорной $\Delta p_{\text{нап}} = 0,1 \text{ МПа}$, — сливной $\Delta p_{\text{сл}} = 0,5 \text{ МПа}$; утечки масла в гидросистеме и аппаратуре $\Delta Q_{\text{ут}} = 0,1 \text{ л/мин}$. Общий КПД насоса принять $\eta_{\text{н}} = 0,8$.

Определить: мощность, потребляемую гидропередачей (т.е. $N_{пр}$ — мощность привода) и общий КПД гидропривода.

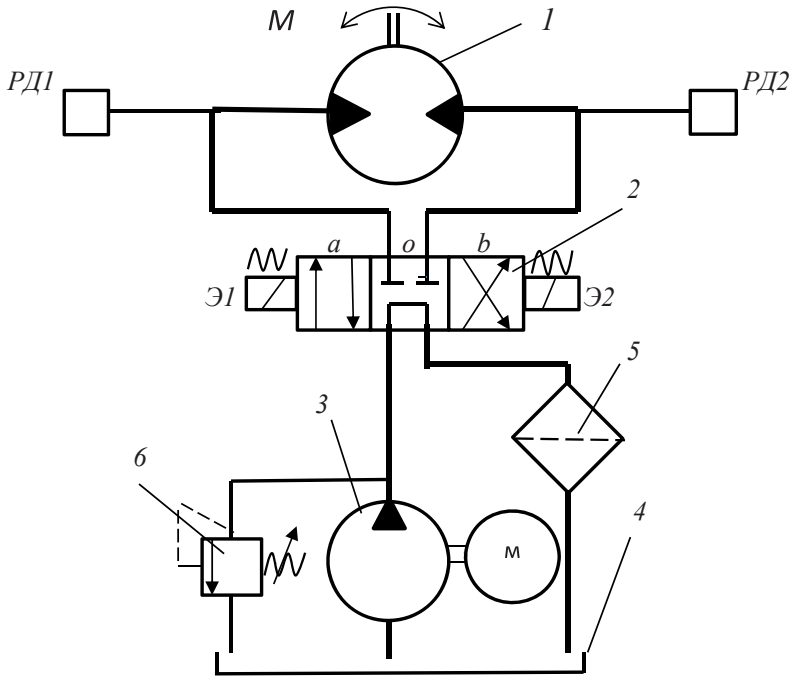


Рис. 5.17. Гидропередача вращательного движения с ГМ

1. Расчет параметров гидросистемы

1) Определим расход рабочей жидкости (потребляемой гидромотором)

$$Q_{ГМ} = V_o \cdot n / \eta_{oM} = 50 \cdot 600 / 0,98 = 30,6 \text{ л/мин.}$$

2) Давление во входной камере ГМ

$$p_{вх} = 2\pi \cdot M / V_o \cdot \eta_{мех} = 6,28 \cdot 45 / 50 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9 = 6,28 \text{ МПа.}$$

3) Эффективное давление насоса

$$p_n = p_{вх} + \Delta p_{сл} = 6,28 + 0,5 = 6,78 \text{ МПа.}$$

4) Необходимое давление насоса

$$p_H = p_n + \Delta p_H = 6,88 \text{ МПа.}$$

5) Необходимая мощность насоса

$$N_H = p_H \cdot Q_H / \eta_H = p_H (Q_{ГМ} + \Delta Q_{yt}) / \eta_H = 4,42 \text{ кВт.}$$

6) Общий КПД объемного гидропривода

$$\eta_{ОГП} = [(p_H - \Delta p_{сл}) Q_{ГМ} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{ом} \cdot \eta_H] / p_H \cdot Q_H = 0,64.$$

7) Необходимая мощность приводного двигателя ОГП

$$N_{ПР} = N_H / \eta_{ОГП} = 4,42 / 0,64 = 6,91 \text{ кВт.}$$

2. Характеристики гидросистемы

Из принципиальной схемы видно, что ОГП имеет следующие характеристики:

- 1) схема циркуляции — *разомкнутая*;
- 2) управление — *электромагнитное, «по давлению»* — посредством двух реле давления (РД1 и РД2);
- 3) защита ОГП от перегрузки — *посредством клапана давления 6*;
- 4) очистка масла — *с помощью фильтра 3 на сливной линии*;
- 5) остановка гидропередачи — *путем отключения электромагнитов гидрораспределителя 2 и перевода его в поз. «О»*.

Пример 5.5. Объемно-дрессельное регулирование 3-скоростного цикла

Данный 3-скоростной цикл реализуется следующим образом (рис. 5.18):

- Фаза «*Быстрый подвод*» выполняется по «дифференциальной схеме», т. е. расход слива подается в нагнетательную линию через распределитель 2, который находится в поз. «о»; таким образом, скорость *БП* определится как

$$u_{БП} = (Q_H - Q_{сл}) / S_1; \quad S_1 = \pi D^2 / 4;$$

- Фаза «*Рабочий ход 1*» выполняется при нахождении ГР2 в поз. «а», в которую он переводится выключателем *ВК1* и электромагнитом *Э1*; скорость перемещения определится по формуле

$$u_{РХ1} = Q_H / S_1;$$

- Фаза «*Рабочий ход 2*» выполняется при нахождении ГР2 в поз. «а», но при перекрытии сливной линии поршнем *ГЦ* и пропуске сли-

ва через дроссель 5, т. е. скорость определяется расходом через дроссель 5 — $Q_{ДР}$,

$$u_{РХ2} = Q_{ДР}/S_2; \quad S_2 = \pi(D^2 - d^2)/4;$$

- «Быстрый отвод» выполняется при нахождении ГР2 в поз. «b», в которую он переводится при включении ВК2; при этом, подача РЖ в штоковую полость ГЦ 1 происходит через обратный клапан 4, установленный параллельно дросселю 5; скорость движения определится как

$$u_{БО} = Q_H/S_2.$$

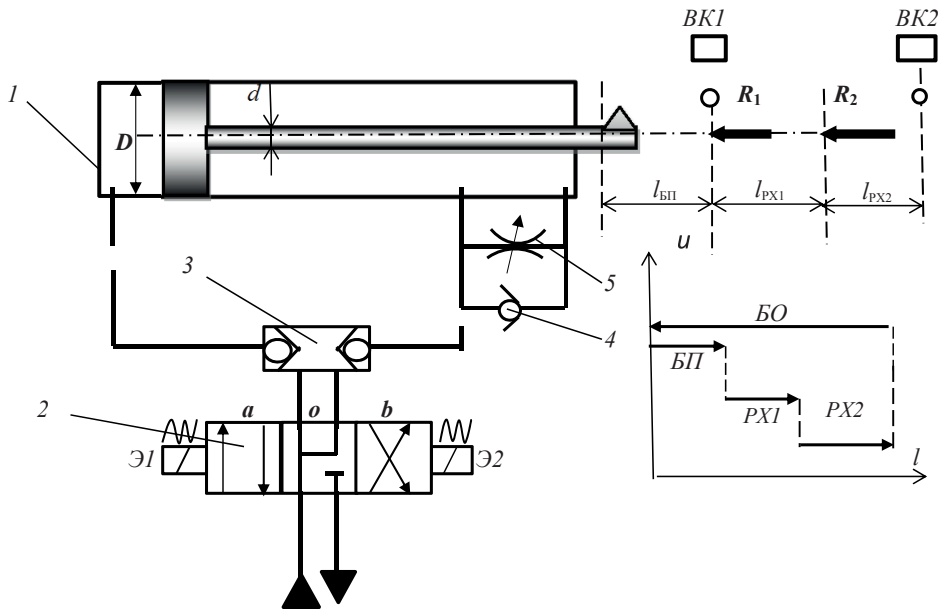


Рис. 5.18. Схема объемно-дроссельного регулирования

Гидрозамок 3 обеспечивает блокировку поршня ГЦ при внезапной потере давления (например, остановке насоса или приводного двигателя).

Остальные операции в гидросистеме ОГП осуществляются в алгоритме, использованном в приведенных выше примерах.

Глава 6.

СХЕМЫ МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

Многодвигательный гидропривод (МДГП) — это совокупность нескольких однодвигательных гидropередач, выполняющих последовательно или одновременно сложный технологический цикл. МДГП можно рассматривать как сложную систему, состоящую из нескольких подсистем, функционирующих в рамках единого рабочего цикла, и эти подсистемы являются частными операционными гидросхемами, выполняющими конкретные операции в общем рабочем цикле. Эти частные операции — необходимые звенья в общей последовательности операций, составляющих полный рабочий цикл ОГП машины.

Итак,

МДГП — это многооперационная гидросистема, состоящая из частных, типовых подсистем, выполняющих заданную (запрограммированную) совокупность рабочих циклов посредством определенных операционных гидросхем управления.

В МДПГ рабочая жидкость от насоса (или группы насосов) подается к нескольким гидродвигателям всей системы. Суммарный расход жидкости, потребляемый всеми работающими двигателями МДПГ, должен равняться подаче насосной группы; общая мощность насоса или насосной станции определяется суммарной мощностью всех ГД, задействованных в данной фазе рабочего цикла, и рассчитывается по максимально возможной нагрузке на ОГП. Общий КПД привода машины определится по формуле:

$$\eta_o = (\sum F u + \sum M \omega) / \sum N_n, \quad (6.1)$$

где F , u — усилие и скорость гидроцилиндров; M , ω — крутящий момент и угловая скорость ГД поворотного или вращающего типа; N_n — мощность отдельного насоса.

При всем чрезвычайно обширном многообразии МДГП для удобства анализа можно выделить определенные группы систем, обладающих сходными свойствами и признаками. Кроме того, схемы управления двигателями в МДГП подразделяются на уже рассмотренные ранее: с управлением «по пути» и управлением «по давлению», а так-

же на дроссельное и объемное регулирование скорости или их комбинации.

6.1. МДГП с последовательным включением гидродвигателей

6.1.1. Управление включением гидродвигателей МДГП «по пути»

Проанализируем особенности применения данного принципа в МДГП с последовательным действием нескольких гидродвигателей.

1. Простейшим примером использования названного способа является переключение гидрораспределителя в разные позиции механическим упором, закрепленным на выходном органе ГЦ (рис. 6.1).

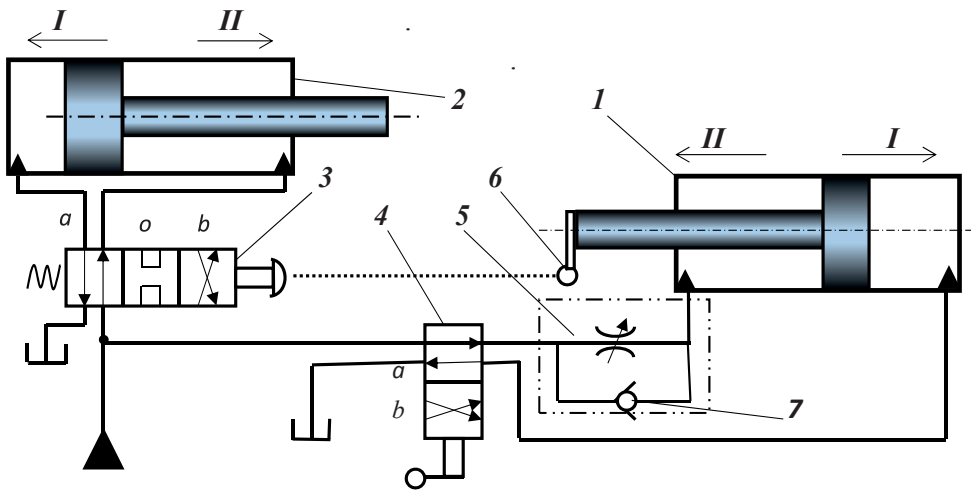


Рис. 6.1. Схема последовательного включения гидроцилиндров

В рассматриваемой гидросхеме поршни цилиндров совершают поочередно перемещения в противоположных направлениях, причем в конце хода ГЦ 1 упор 6 переключает распределитель 3 в поз. «б», обеспечивая направление II поршню гидроцилиндра 2. Направление I соответствует одновременным движениям поршней в цилиндрах, когда оба распределителя находятся в поз. «а».

2. Часто последовательное включение ГД используется в гидрофицированных машинах и устройствах, где оба двигателя помещены

в общем корпусе. Так, в гидравлических кранах применяется система управления выносной опорой, состоящей из балки с приводным гидроцилиндром, на консоли которой располагается гидродомкрат (рис. 6.2).

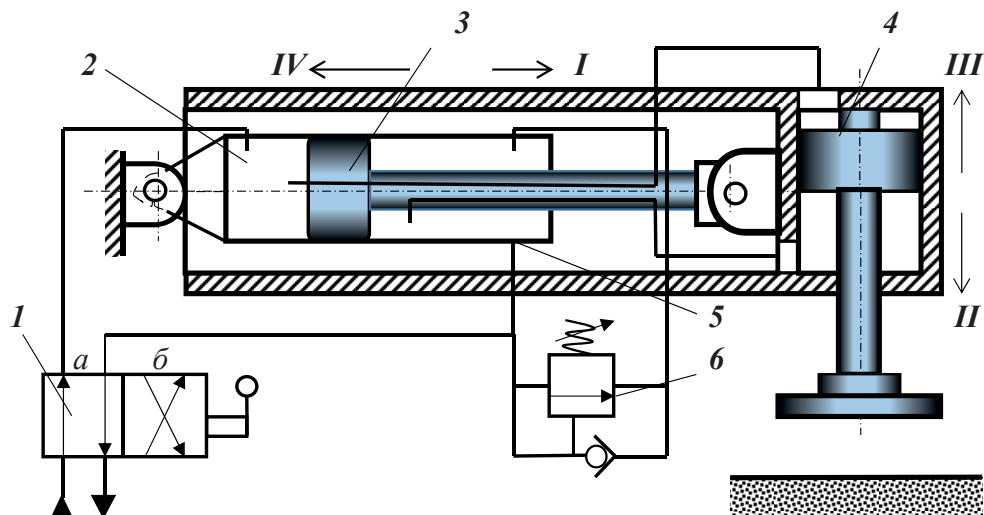


Рис. 6.2. Схема управления краном

Последовательность включения цилиндров обеспечивается краном управления 1 и напорным золотником с обратным клапаном 6. После перевода золотника в кране 1 в поз. «а» балка вместе с домкратом начнет выдвигаться вправо. Когда поршень цилиндра балки подойдет к фланцу цилиндра и одновременно с этим проточка 3 на поршне окажется в створе с выходным отверстием 5, начнет выдвигаться поршень домкрата 4. Отвод поршней в исходное положение во второй половине цикла произойдет в обратной последовательности после перевода крана управления в поз. «б». Одновременной работе цилиндров в этот период препятствует клапан 6, настроенный на давление $p - p_1 + (0,3-0,5) \text{ МПа}$, где p_1 — давление, необходимое для подъема и фиксации поршня домкрата в верхнем положении.

6.1.2. Управление включением гидродвигателей «по давлению»

1. Переключение гидродвигателей «по давлению» осуществляется с помощью клапанов давления (напорных золотников). В качестве примера рассмотрим схему с тремя гидроцилиндрами (см. рис. 6.3).

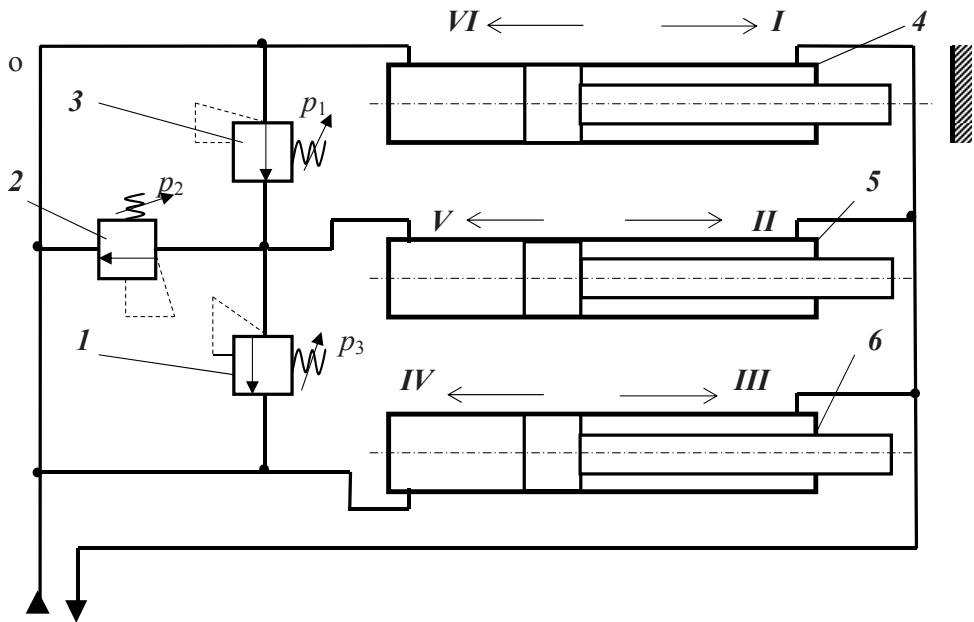


Рис. 6.3. Схема управления гидродвигателями «по давлению»

В схеме последовательность включения в работу цилиндров 4, 5 и 6 выдерживается при условии, если клапаны давления 1, 2 и 3 настроены так, что $p_1 < p_3$; $p_2 > p_1$ и p_3 на 0,3–0,5 МПа больше давления, необходимого для работы основного цилиндра 5.

2. Гидродвигатели в МДГП обычно выполняют разные функции и циклы, при этом как сами ГД могут быть разного типа, так и способы управления ими. В качестве примера рассмотрим схему управления двухдвигательной ОГП (см. рис. 6.4), в которой для последовательного подключения гидродвигателей применен основной распределитель «с закрытым центром» 5 и два вспомогательных — 4 и 8, а также реле давления 9 — для выполнения двух различных рабочих циклов, выполняемых одновременно.

При нахождении ГР 5 в поз. «б», а ГР 4 в поз. «а» гидроцилиндр 1 запитывается по «дифференциальной схеме» и выполняется «быстрый подвод» поршня; в это же время ГР 8 под действием пружины находится в поз. «а», ГД 8 выполняет «рабочий ход», используя всю мощность насоса. Сама же «дифференциальная схема» реализуется через обратный клапан 6. При начале РХ у гидроцилиндра 1 давление в нагнетательной линии гидросистемы возрастает и включается реле

давления 9, которое переводит распределитель 8 в поз. «а», и ПГД 7 выполняет «быстрый отвод», а мощность насоса передается гидроцилиндром 1. Такая схема переключения делает ОГП более эффективной и энергоэкономичной.

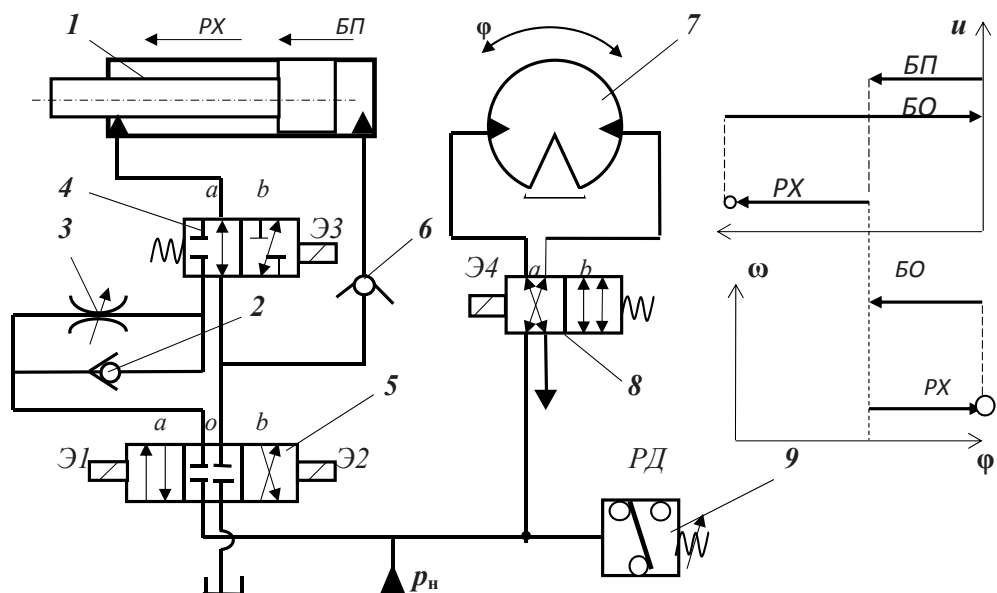


Рис. 6.4. Схема управления разнонаправленными циклами

По такому же принципу функционирует гидросхема *клепальной машины* (рис. 6.5), в состав которой входят: поршневой ГЦ 1 с пружинным возвратом, поворотный лопастной гидродвигатель 2 и мультипликатор 3 для создания высокого давления при штамповке головок заклепок 6.

В поз. «а» гидрораспределителя 4 жидкость из насоса 5 поступает в мультипликатор 3, обеспечивая высокое давление штамповки; ПГД 2 неподвижен, поскольку слив РЖ из него не происходит. При переводе ГР в поз. «б» жидкость давит на поршень ГЦ 3, отводя его и одновременно поворачивая ПГД 2, который подставляет новую заклепку.

3. Для обеспечения последовательности включений ГД в двухдвигательных ОГП можно использовать и управление «по пути» конструкцией корпуса гидроцилиндра. Пример такой схемы дан на рис. 6.6.

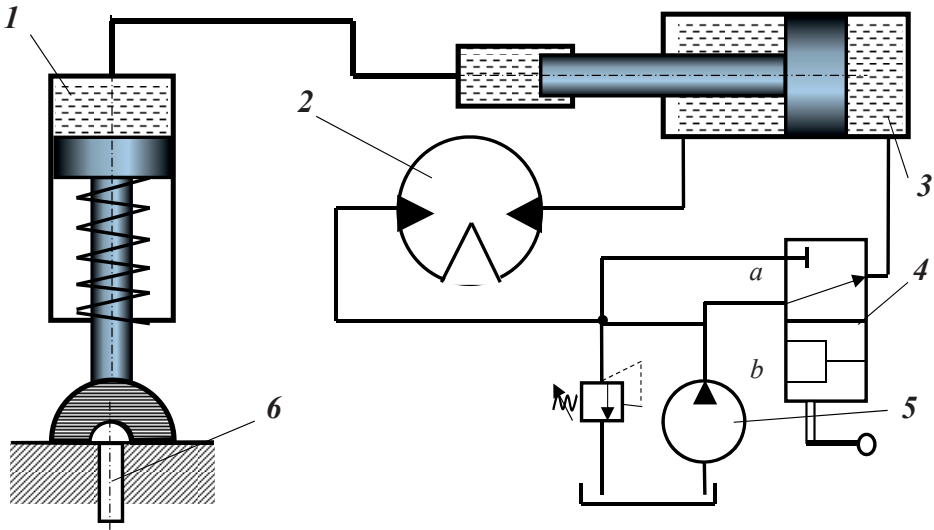


Рис. 6.5. Гидросхема управления клепальной машины

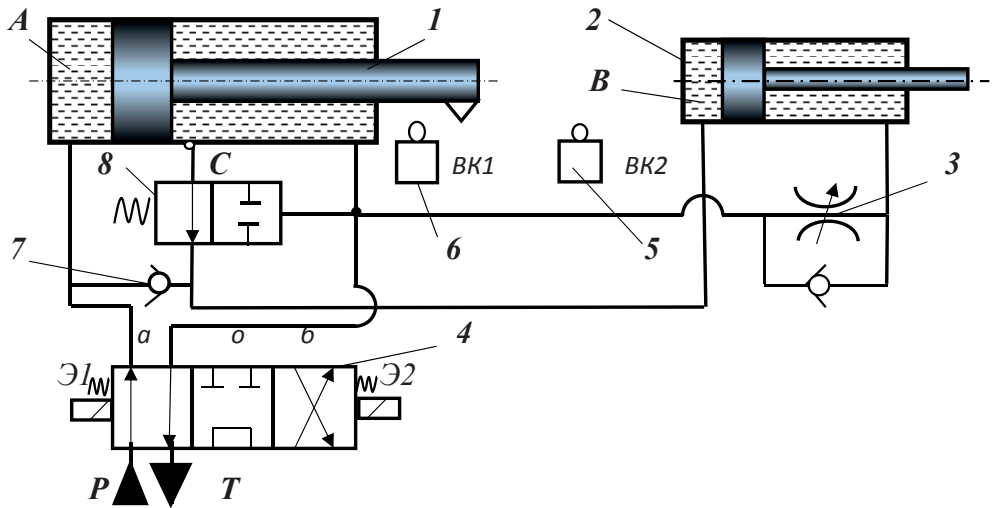


Рис. 6.6. Схема управления «по пути» конструкцией корпуса ГЦ 1

При течении жидкости через диафрагму «С» и распределитель 8 давление падает и клапан 7 закрыт. После переключения распределителя 4 в поз. «б» жидкость от нагнетателя поступает одновременно в штоковые полости обоих гидроцилиндров, поэтому движение поршней влево будет происходить одновременно; при этом из полости «В» жидкость сливается через обратный клапан 7, а распределитель 8 давлением

жидкости переводится в режим блокировки потока. При положении поршня в ГЦ 1 слева от отверстия «С» и движении вправо масло из полости «А» будет поступать в полость «В» ГЦ 2, поршень которого из-за сопротивления дросселя 3 остается неподвижным вплоть до открытия в ГЦ 1 отверстия «С» и подачи жидкости под давлением в полость «В».

6.2. Параллельная работа гидродвигателей в МДГП

Одновременная (параллельная) работа гидродвигателей в МДГП — весьма востребованный вариант в технологических машинах и комплексах. Для согласования движений рабочих органов применяется и дроссельное, и объемное регулирование, а иногда — их сочетание.

1. Синхронизация движений ГД. Синхронизация движений исполнительных органов ОГП обеспечивается гидравлическими и гидро-механическими приспособлениями и устройствами. Гидравлический способ синхронизации более эффективен, поскольку позволяет использовать стандартную гидроаппаратуру и специальные синхронизирующие устройства. Однако достичь абсолютно синхронной работы применением гидравлических синхронизирующих устройств невозможно по ряду причин: применение различных типов ГД, разные позиции в их расположении, сжимаемость жидкости и, наконец, различный уровень нагруженности на выходных органах. Степень рассогласования движений РО (запаздывание) нужно учитывать при компоновке и расчете ОГП. Так, при дроссельном регулировании рассогласование скоростей может достигать до 10 %.

1. *Дроссельное управление синхронизацией* реализуется либо с помощью отдельных аппаратов (дросселей, регуляторов потока и др.), либо применением специальных устройств — *делителей потока*.

В схемах, где для синхронизации применяются дроссели, требуется предварительная настройка регуляторов для каждого ГД в отдельности и на каждое направление движения.

Рассмотрим гидросхему (см. рис. 6.7), в которой на выходные звенья цилиндров 6 и 9 в процессе работы могут действовать разные нагрузки R_1 и R_2 . Для обеспечения синхронности движений штоков в обоих направлениях регуляторы потоков (Г55) 7 и 8 соединены по мостовой схеме с ОК 2—5 и 10—13. Поэтому независимо от направления движе-

ния поршней ГЦ жидкость проходит через регуляторы только в одном направлении, что обеспечивает постоянный расход жидкости в гидродвигатели. При подъеме штоков ГЦ 6 и 9 под нагрузкой жидкость поступает от распределителя 1 (находящегося в поз. «б») в поршневые полости через обратный клапан аппарата 14, а из штоковых полостей — в гидробак по трассам 6–2–7–4–1 и 9–13–8–11–1.

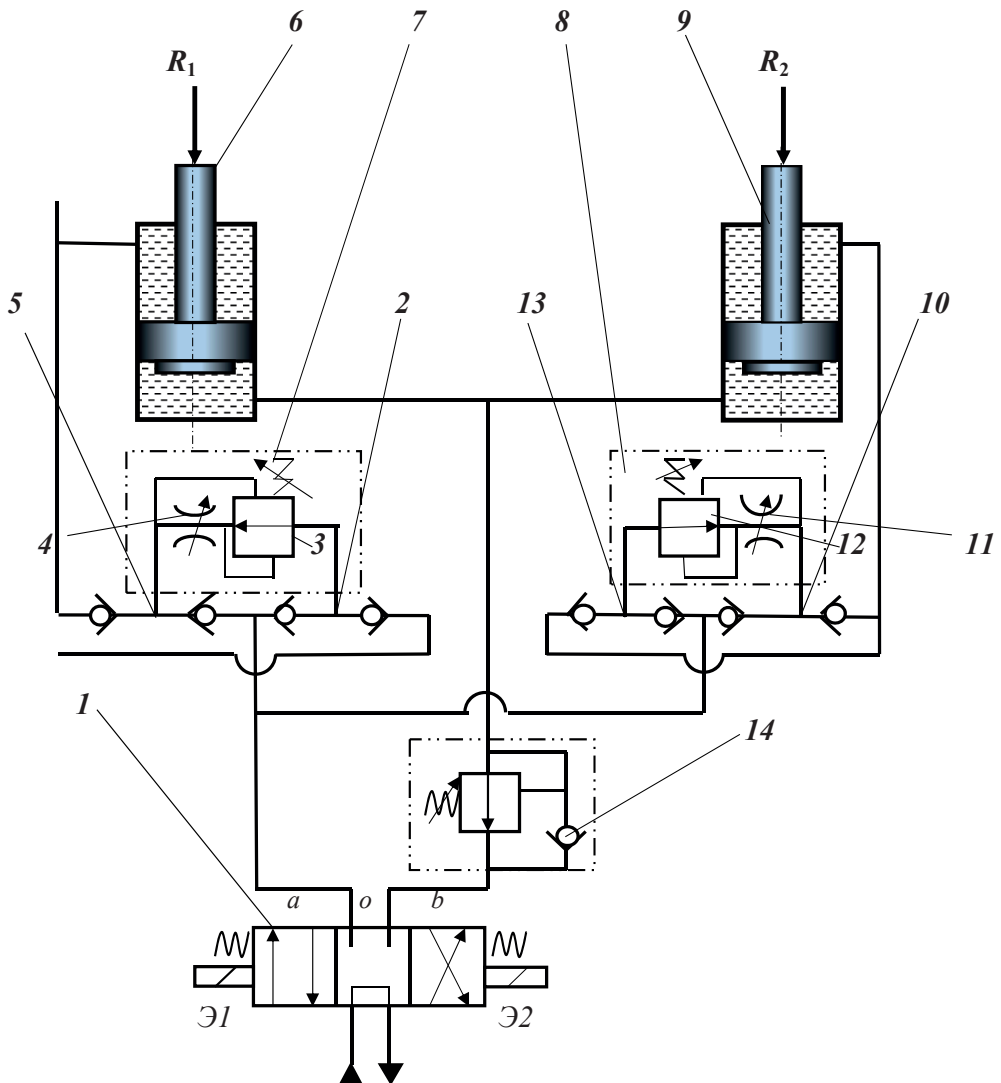


Рис. 6.7. Схема синхронизации движений ГД посредством регуляторов расхода

При опускании поршней, после перевода ГР 1 в поз. «а», жидкость подводится по трассам 1–3–7–5–6 и 1–12–8–10–9; при этом поршневые полости разгружаются через редукционный клапан 14, который создает противодействие, предотвращая резкое снижение поршней. Остановка поршней происходит в поз. «о» гидрораспределителя 1.

При параллельной работе гидродвигателей и дроссельном регулировании скоростей проще использовать специальные устройства — *делители потоков* (ДлП) (например, типа МКД). Принцип работы ДлП заключается в том, что общий расход жидкости, поступающей от источника (насоса, магистрали и др.), делится между потребителями — гидродвигателями поровну (или в какой-то пропорции). Действие ДлП аналогично работе моста Уитсона, который уравновешен лишь в случае равенства $R_1 R_2 = R_3 R_4$, и ток в диагонали моста отсутствует.

В гидросхеме ДлП (рис. 6.8, б) давление уравнивается автоматически, за счет смещения золотника 3 вправо или влево при изменении нагрузок на штоки гидроцилиндров 1 и 2, вызывающем изменение гидросопротивлений в проточных диафрагмах. При этом перепад давления в них находят по формулам:

$$p_n - p_1 = Q_1 R_1; p_n - p_2 = Q_2 R_2, \quad (6.2)$$

где p_n — давление нагнетания.

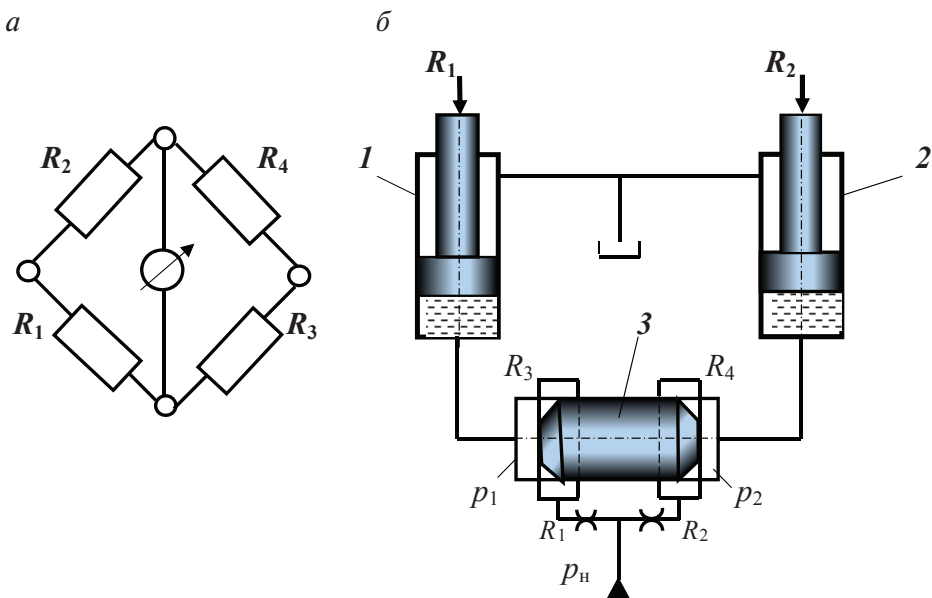


Рис. 6.8. Схема действия делителя потока

Поскольку делитель все время поддерживает равенство $p_1 = p_2$, то имеет место условие

$$Q_1 R_1 = Q_2 R_2, \quad (6.3)$$

тогда при равенстве сопротивлений $R_1 = R_2$ расходы в каждой ветви гидравлического моста будут одинаковы.

Следовательно, действие ДлП основывается на том, что в менее нагруженную линию автоматически вводится добавочное гидросопротивление, понимающее расход жидкости в данной ветви до величины расхода, проходящего по более нагруженной линии — ветви гидромоста.

2. *Объемные способы синхронизации ГД.* Объемное управление синхронизацией движениями нескольких двигателей может осуществляться разными способами и устройствами: дозаторами, гидромоторами, насосами и др.

В схеме на рис. 6.10 синхронность обеспечивается двумя одинаковыми гидромоторами 2 и 5, которые выполняют роль объемных дозаторов (*роторных делителей*). Гидросхемы с использованием делителей потока получаются достаточно компактными, но точность синхронизации в них довольно низкая ($\approx 10\%$).

Поэтому применение ДлП в машинах или устройствах, требующих особой слаженности движений (например, в станочных комплексах), ограничено. Данные схемы лучше применять в случаях, когда в перемещениях исполнительных механизмов допустим определенный люфт. В качестве примера на рис. 6.9 дана схема привода натяжных роликов текстильного стана для двух гидромоторов.

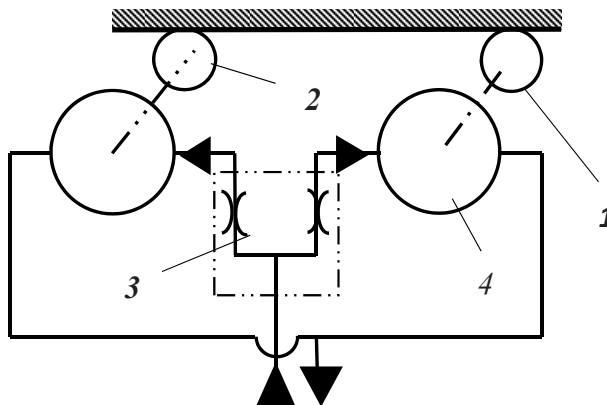


Рис. 6.9. Схема для двух гидромоторов с делителем потока

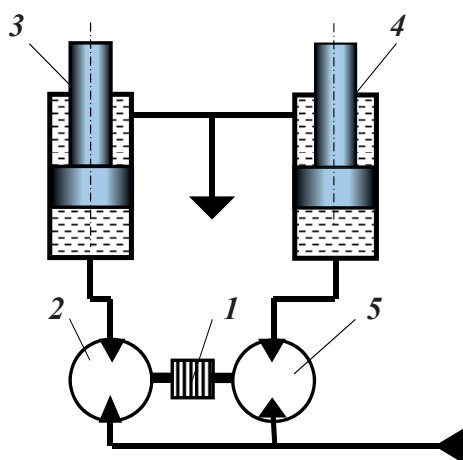


Рис. 6.10. Гидромоторы-дозаторы

Валки стана всегда вращаются в одном направлении, но для обеспечения натяжения материала правые валки *1* должны вращаться несколько быстрее, чем левые *2*. Необходимое соотношение скоростей обеспечивается регулируемым гидромотором *4*, а ДлП *3* поддерживает это соотношение постоянным, независимо от момента на валу ГМ.

По сравнению с дроссельными делителями потока, рассмотренными выше, гидромоторы-дозаторы (рис. 6.10) более экономичны, поскольку отсутствуют затраты энергии на преодоление гидросопротивлений, и энергия входа в систему практически равна энергии выхода. Частота вращения гидромоторов из-за жесткой связи валов одинакова, поэтому в камеры ГЦ *3* и *4* поступают равные объемы жидкости (за исключением возможных — неодинаковых — утечек жидкости). Точность синхронизации в этих схемах — до 1–4%.

В качестве объемных дозаторов могут использоваться и роторные насосы, обычно — нерегулируемые, например, шестеренные, валы которых соединены муфтой. Более того, объемные машины могут работать в обоих режимах — и насосов, и гидромоторов.

При сравнительно малых перемещениях рабочих звеньев ГД (например, в цилиндрах с небольшим ходом) удобно использовать *гидромультимпликаторы*. На рис. 6.11 приведена схема, в которой в качестве дозатора используется поршнево-плунжерный мультипликатор *3*, у которого площадь поршня вдвое больше площади плунжера. Поэтому объемы жидкости, вытесняемой из камер *4* и *5* при рабочем ходе ци-

линдров 1 и 2 , одинаковы, что предопределяет равенство скоростей штоков независимо от нагрузок на них R_1 и R_2 . Однако точность синхронизации в таких схемах невелика из-за сжимаемости РЖ и утечек.

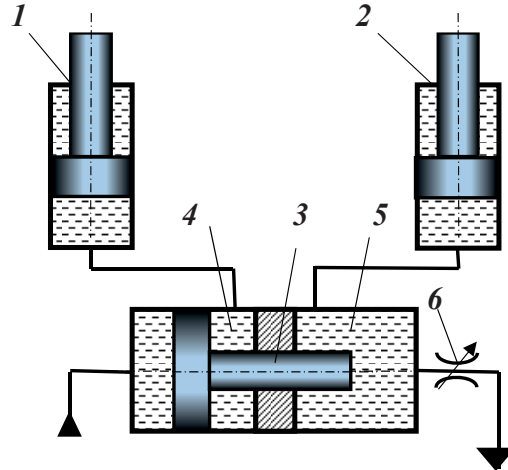


Рис. 6.11. Поршень-дозатор

Синхронизация движений ГД может осуществляться также путем *объемно-схемного регулирования* — на базе двух идентичных гидрораспределителей (рис. 6.12). Перемещения поршней гидроцилиндров 3 и 4 происходят при одинаковых позициях распределителей 2 и 1 , остановка — при нейтральной позиции гидрораспределителя.

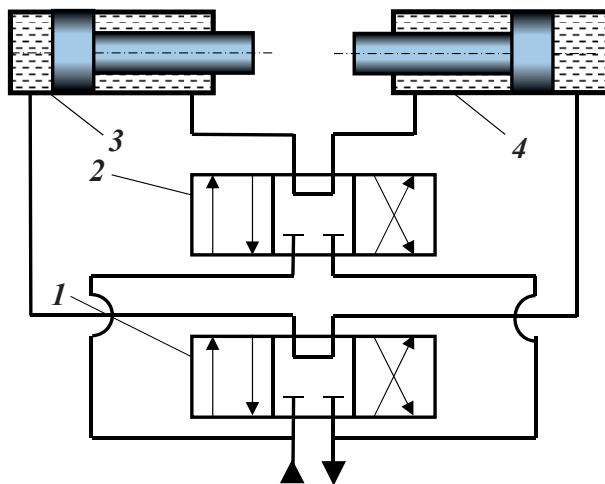


Рис. 6.12. Схема синхронизации движений ГЦ посредством гидрораспределителей

6.3. Последовательно-параллельное включение ГД в МДГП

На рис. 6.13 приведена схема подъемного механизма весоизмерительной машины, предназначенной для взвешивания изделий (рулонов, слэбов и др.). Четыре ГЦ, из которых основным является 1, соединены последовательно так, что из сливной полости предшествующего ГЦ жидкость выдавливается в напорную камеру последующего.

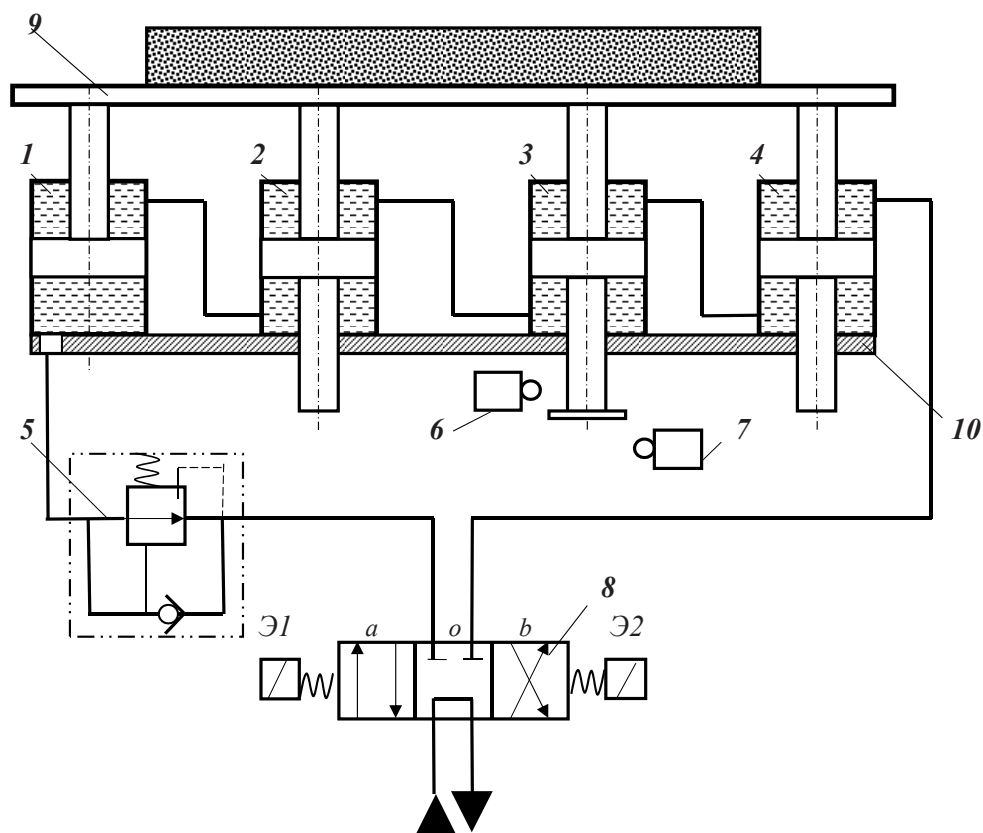


Рис. 6.13. Схема подъемного гидромеханического устройства весоизмерительной машины

Несущая платформа 9 закреплена на штоках цилиндров, а их корпуса установлены на общей опорной раме 10. Взвешивание груза производится в верхнем положении платформы, при этом насос автоматически переводится в режим малой подачи. Из верхних камер цилиндра 4

жидкость сливается через распределитель δ в бак. Концевые выключатели 6 и 7 переводят распределитель в соответствующие позиции. Необходимое давление в цилиндре 1 при подъеме платформы рассчитывается по формуле:

$$p_p = k_p(G/S_1 + p_c S_2 / S_1), \quad (6.4)$$

где G — вес платформы с грузом; k_p — коэффициент учета трения поршней и штоков ($k_p = 1,1 \dots 1,2$); p_c — давление в сливной линии; S_1, S_2 — площади поршней в камерах — поршневой и штоковых.

Для этой цели используются различные способы и устройства: пополнение камер при холостом ходе через обратные клапаны (данный способ, например, может быть применен в рассмотренной выше схеме — рис. 6.13), использование редукционных клапанов и др. На рис. 6.14 изображена гидросистема, в которой синхронная параллельная работа ГЦ происходит благодаря последовательному их соединению. Восстановление же объема РЖ в замкнутом контуре между цилиндрами происходит благодаря редукционному клапану 2 , пружина которого настроена на давление ($0,3\text{--}0,4$ МПа), достаточное для открытия регулируемого ОК 1 и пополнения системы маслом. Подпитка контура осуществляется в моменты, когда один из поршней дойдет до упора.

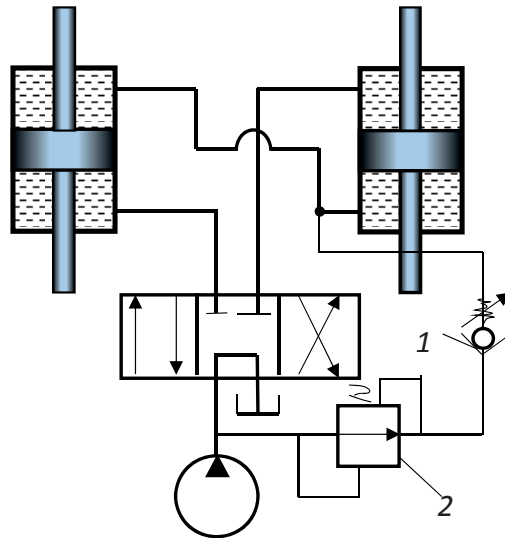


Рис. 6.14. Схема синхронной работы гидроцилиндров

Синхронное движение поршней ГЦ по двухскоростному циклу реализуется более сложными способами (рис. 6.15).

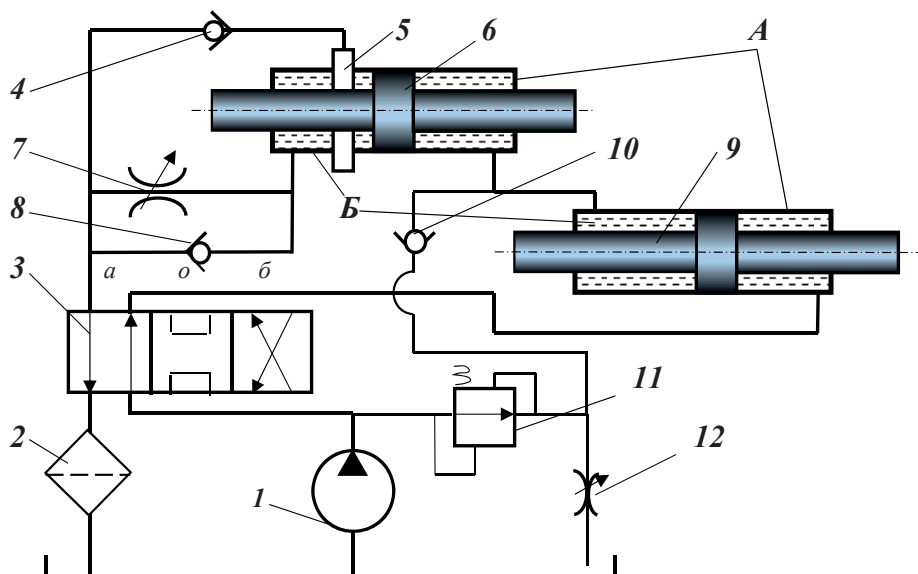


Рис. 6.15. Гидросхема двухскоростного цикла

При положении распределителя 3 в поз. «а» жидкость от насоса 1 направляется в полости «А». При последовательном соединении цилиндров их поршни одновременно начинают перемещаться влево: вначале быстро, так как отвод жидкости от ведомого цилиндра б производится из проточки 5 через обратный клапан 4, распределитель 3 и фильтр 2, минуя дроссель 7; после перекрытия поршнем проточки 5 скорость поршней уменьшается — в зависимости от расхода через дроссель 7.

Обратное движение поршней — вправо — произойдет при подводе жидкости в камеры «Б» цилиндра б через обратный клапан 8. Подпитка контура для компенсации утечек происходит в моменты, когда один из поршней дойдет до упора. Давление перед обратным клапаном 10 регулируется дросселем 12, установленным на сливном трубопроводе после напорного золотника 11.

Синхронная, последовательная и независимая работа двух ГЦ реализуется в гидросистеме, представленной на рис. 6.16. Различные комбинации включения распределителей 1 и 3 позволяют: подключить цилиндры 2 и 4 так, чтобы оба поршня независимо от направления движения перемещались синхронно; обеспечить их последователь-

ную работу; получить перемещение поршня в цилиндре 4 в двух направлениях при неподвижном поршне цилиндра 2.

В последнем случае характер движения поршня в цилиндре 4 (или цикл, состоящий из нескольких стадий) определяется аппаратурой, которую следует подключить к сливному трубопроводу после распределителя 1.

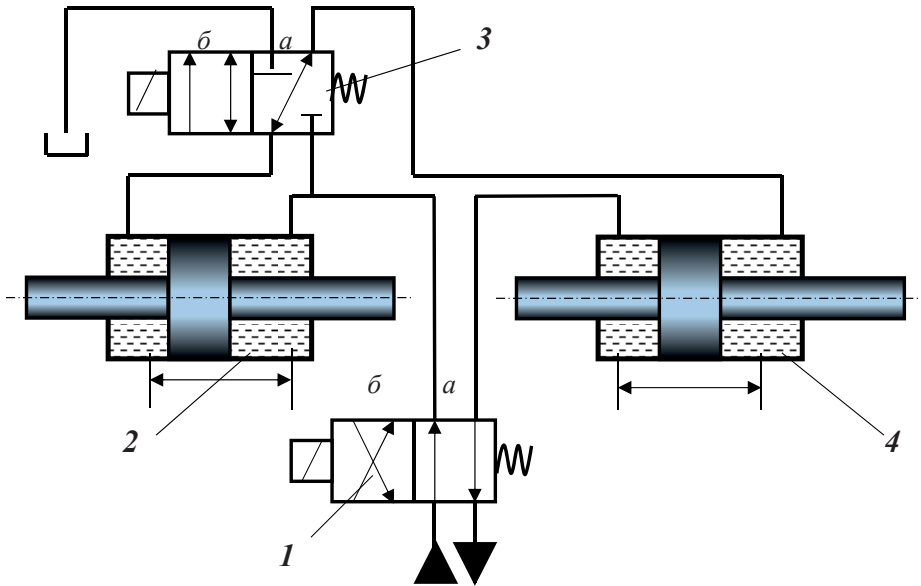


Рис. 6.16. Схема последовательной и независимой работы гидроцилиндров

Порядок переключения распределителей, направление и характер движения поршней указаны в таблограмме.

Таблограмма к схеме на рис. 6.16

ГР		Гидроцилиндры		Движение поршней в гидроцилиндрах
1	3	2	4	
а	а	Влево	Влево	Синхронное
б	а	Вправо	Вправо	Синхронное
а	б	Влево	Влево	Последовательное
б	б	Стоп	Вправо	По скорости цикла
а	б	Стоп	Влево	По скорости цикла
б	а	Вправо	Вправо	Синхронное

Гидросистема с перекрестным подключением синхронизирующих ГЦ, приведенная на рис. 6.17, применяется в случае, если необходимо поддерживать в устойчивом равновесии платформу и груз, располагаемый на ней асимметрично.

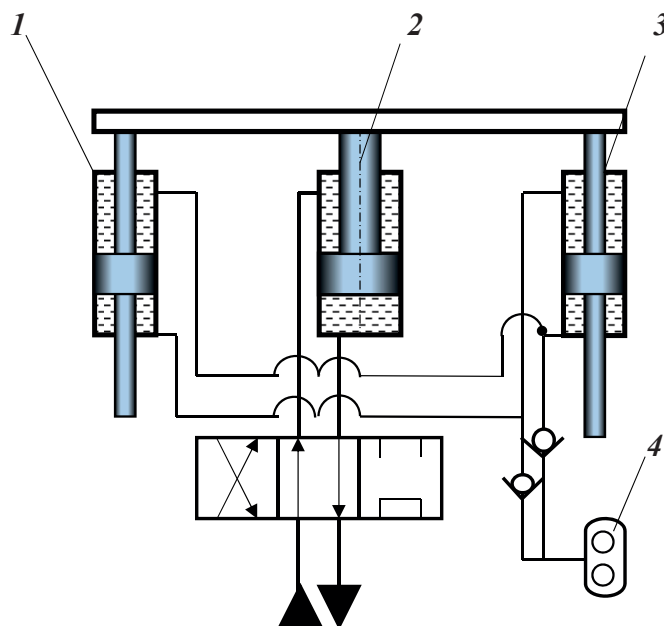


Рис. 6.17. Схема перекрестного включения синхронизирующих цилиндров

Основным гидродвигателем является 2, цилиндры 1 и 3 — вспомогательными, предотвращающими перекос платформы при перекрестном их подключении.

Компенсация утечек производится через обратные клапаны подпиточным насосом 4.

Поскольку давления в полостях вспомогательных цилиндров всегда равны независимо от расположения груза на платформе, то жидкость внутри цилиндров не перетекает. Число вспомогательных цилиндров зависит от веса и размеров платформы, а также распределения груза на ней.

6.4. Гидроприводы многодвигательных машин и комплексов

Гидроприводы многодвигательных машин и комплексов обычно содержат совокупность различных гидродвигателей, работающих совместно или поочередно в рамках сложного технологического цикла. При этом питание двигателей осуществляется либо от общей насосной станции, либо отдельные ГД питаются от индивидуальных насосов. Классификация таких сложных гидроприводов обычно проводится по функциональному назначению самой технологической машины — ОПП станков, ОПП дорожно-строительных, транспортных и др. машин и т. д. Однако важно выделить общие и принципиальные моменты.

1. Рассмотрим систему, включающую три основных типа гидродвигателей (рис. 6.18): гидромотора 2, поворотного ГД 3 и двух плунжерных цилиндров 4.

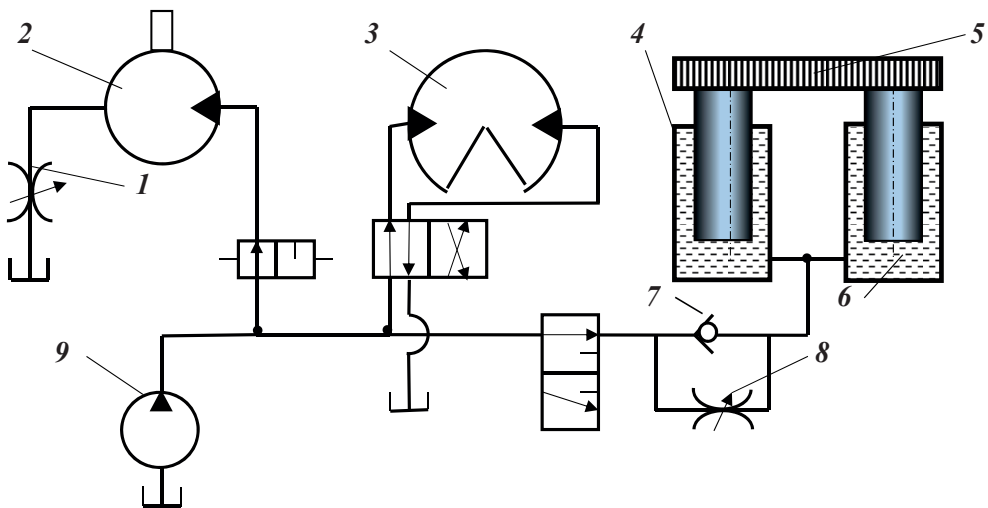


Рис. 6.18. Схема трехдвигательной ОПП

Если насос обеспечивает постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин; рабочий объем гидромотора $V_o = 40$ см³; диаметр плунжеров $D = 200$ мм; объемный КПД гидромотора $\eta_{om} = 0,98$, то при неработающем ПГД 3 можно определить скорость подъема груза 5 гидроцилиндрами 4 и 6, а также число оборотов ГМ 2.

- 1) Расход жидкости в ГМ определяется пропускной способностью дросселя 1 ($Q_{др} = 22$ л/мин), таким образом число оборотов мотора будет

$$n_{гм} = Q_{др} \eta_{ом} / V_o = 22 \cdot 10^3 \cdot 0,98 / 40 = 540 \text{ об/мин.}$$

- 2) Расход жидкости к цилиндрам 4 и 6 составит

$$Q_{гц} = Q_n - Q_{гм} = 10 \text{ л/мин.}$$

- 3) Скорость плунжеров цилиндров определится по подаче в каждый из них

$$u = 0,5 Q_{гц} / (\pi D^2 / 4) = 15,9 \text{ см/мин.}$$

При расчете скорости плунжеров предполагалось, что утечки жидкости в ГЦ практически равны нулю, т. е. объемный КПД цилиндров равен единице.

2. Из-за неравномерности нагрузки на выходные звенья многодвигательных ОГП в ходе рабочего цикла предусматриваются меры по обеспечению постоянства давления в системе. Как указывалось, наиболее распространенным способом стабилизации давления является *применение гидроаккумуляторов*, т. е. использование насосно-аккумуляторных станций. Рассмотрим работу такой МДГП на примере схемы, представленной на рис. 6.19.

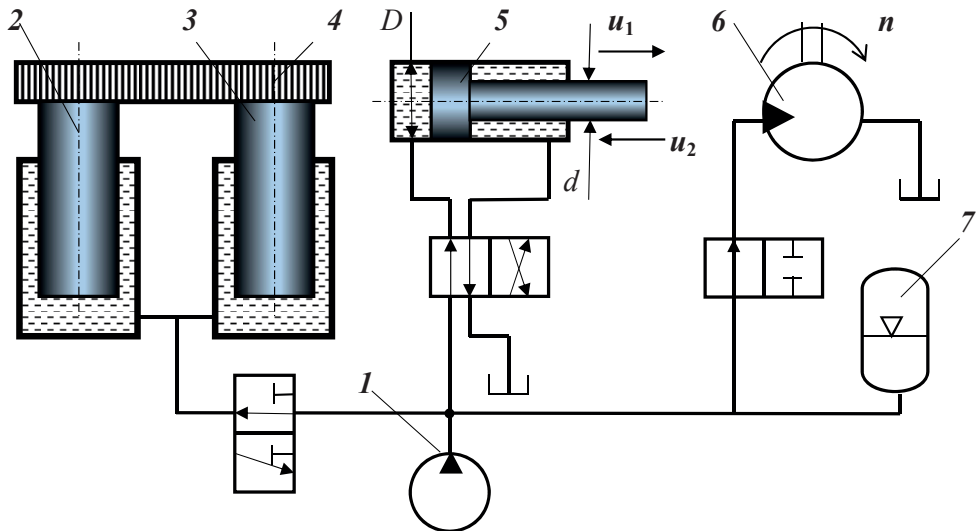


Рис. 6.19. Схема МДГП с насосно-аккумуляторной станцией

Заданы следующие условия. Время полного рабочего цикла ОГП равно $T_{\text{ц}} = 70,6$ с; за этот интервал поршень цилиндра 5 должен выполнить два двойных хода со скоростями $u_1 = 3,33$ см/с, $u_2 = 8,33$ см/с, длина хода поршня составляет $l = 0,4$ м, диаметры $D = 100$ мм, $d = 60$ мм. Затем в течение 20 с работает гидромотор 6 с числом оборотов $n_{\text{гм}} = 1500$ об/мин, с расходом $q = 50$ см³/с.

Пренебрегая утечками, определить необходимую подачу насоса 1 и маневровый объем гидроаккумулятора 7.

- 1) За один цикл работы цилиндр 5 работает 33,6 с и потребляет 10,3 л; гидромотор 6, работая 20 с, потребляет 25 л. Следовательно, за один цикл двигателя 5 и 6 потребляют объем 35,3 л, т. е. средний расход должен составлять

$$Q_{\text{ср}} = V/T = 0,5 \text{ л/с} = 30 \text{ л/мин.}$$

- 2) Отсюда маневровый объем аккумулятора 7 должен составлять

$$V_{\text{га}} = 35,3 - 26,5 = 8,5 \text{ л.}$$

- 3) Подача насоса с учетом коэффициента резерва $K = 1,1$

$$Q_{\text{н}} = KQ_{\text{ср}} = 1,1 \cdot 30 = 33 \text{ л/мин.}$$

3. В сложных технологических циклах необходимо обеспечивать не только необходимую последовательность включения двигателей, но и переключения их внутри самой схемы, а также переход на различные способы управления. Так, в гидросистеме станка МП-224 (см. рис. 6.20), предназначенного для отрезки прибылей, помимо заданной последовательности включения в действие силовых ГЦ аппаратура должна обеспечивать объемно-схемное переключение основного силового цилиндра 7, осуществляющего подачу головки с дисковой пилой, а также зажим и разжим заготовок посредством цилиндров 5 и 6. При этом управление производится и «по пути» (рейкой 8) и «по давлению» (клапанами 3 и 13).

Работа системы начинается с включения электромагнитов Э1 и Э2 гидрораспределителей 4 и 11, находящихся в поз. «а». В этот момент к насосам 1 и 2 подключены только цилиндры зажима 5 и 6, причем при зажатии детали давление в ГЦ возрастает. Когда оно достигнет давления настройки напорного клапана 13, насос 1 подключится к правой полости цилиндра 7 через распределитель 11 и двухпозици-

онный золотник с обратным клапаном (Г74–3) 9, а насос 2 переключится в бак через напорный клапан 3, удерживая в магистрали цилиндра зажима давление, на которое настроен клапан 3. Таким образом, после включения блокирующего клапана 13 цилиндр 7 автоматически подключается по «дифференциальной схеме».

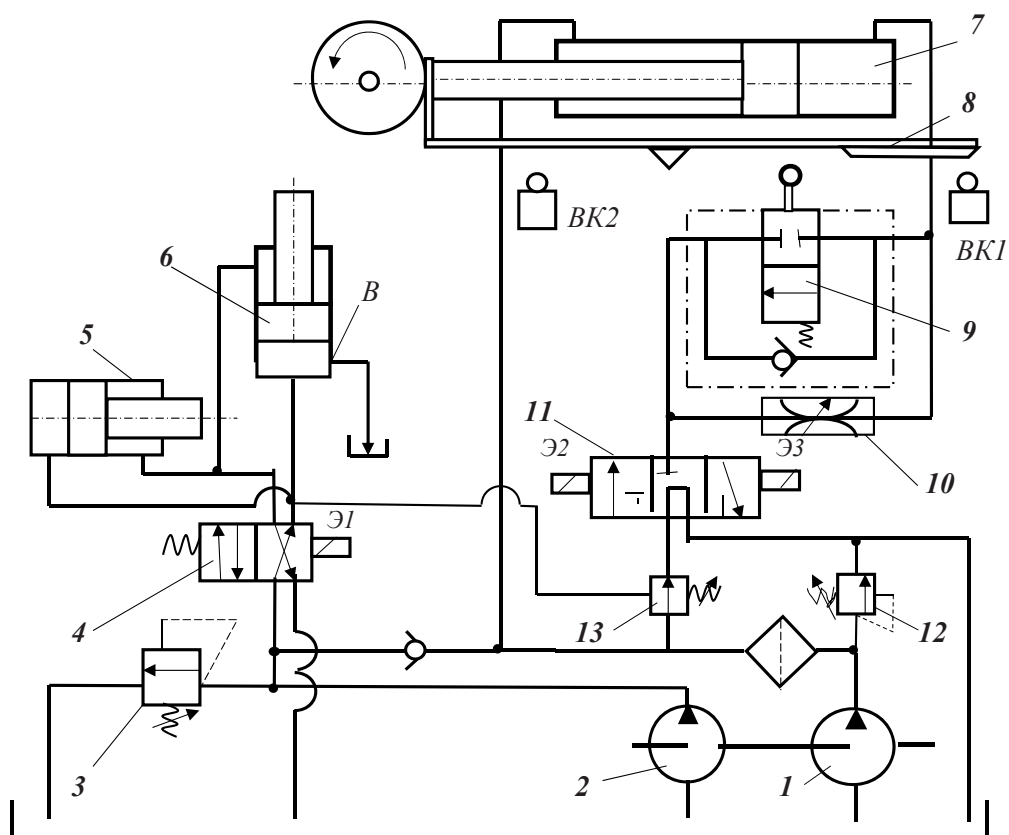


Рис. 6.20. Гидросхема станка с тремя гидроцилиндрами

Вначале поршень цилиндра 7 ускоренно перемещается влево; после отжима гидрораспределителя 9 линией 8 происходит переключение цилиндра 7 на рабочий ход, так как жидкость в поршневую полость поступает через дроссель 10. Завершается рабочий ход включением *BK2*, который отключает Э2 и одновременно включает Э3; в результате распределитель 11 займет поз. «б» и поршневая полость ГЦ 7 будет подключена к баку.

Поскольку штоковая полость цилиндра 7 по-прежнему находится под давлением, то произойдет обратный ход с остановкой при подходе линейки 8 к концевому выключателю *ВК1*, который отключит *Э1* и *Э2*. Гидроцилиндр 4 займет поз. «б», и ГЦ 5 и ГЦ 6 освободят заготовку. С открытием отверстия «В» в цилиндре 6 оба насоса автоматически переводятся на режим работы с неполной нагрузкой. Давление в нагнетательных линиях насосов теперь определяется сопротивлениями, которыми обладают фильтр, обратный клапан, распределитель 4 и трубопроводы, расположенные между насосами и магистралью, подключенной к отверстию «В».

4. Рассмотренные выше частные, упрощенные гидросхемы на практике, в реальных машинах и комплексах, обычно встречаются в самых различных сочетаниях. Поэтому при проектировании и компоновке гидросхем следует ориентироваться на исходные данные по нагрузкам на гидродвигатели, их типы и режимы работы.

Рассмотрим подробнее пример проектирования и расчет многодвигательной ОГП по следующим исходным данным:

- гидроцилиндр 1 ($p = 6,3$ МПа, $Q_1 = 12$ л/мин);
- гидроцилиндр 2 ($p = 6,3$ МПа, $Q_2 = 4$ л/мин);
- гидроцилиндр 3 ($p = 10$ МПа, $Q_3 = 25$ л/мин);
- плунжерные спаренные ГЦ — 4 и 5 — вспомогательные ($p = 10$ МПа, *общий расход на двоих* $Q = 10$ л/мин);
- гидромотор 6 ($Q = 28$ л/мин), гидромотор 7 ($Q = 22$ л/мин), гидромотор 8 ($Q = 40$ л/мин) работают при давлении $p = 10$ МПа; гидромоторы 7 и 8 работают постоянно.

Остальные ГД работают периодически, причем во времени может совпадать работа лишь двигателей 1, 2 и 6.

Предусмотрено в МДГП использовать нерегулируемые насосы и распределять гидродвигатели по насосам при условии, что расчетная потеря мощности $\Delta N_{\text{кл}}$ из-за слива через предохранительный клапан при дросселировании не превышала 2 кВт.

Расчеты и выбор оборудования. Гидродвигатели МДГП машины или агрегата присоединяют к общему насосу при одинаковом рабочем давлении и одинаковом режиме работы с учетом допустимых потерь мощности. Поэтому постоянно работающие ГД следует подключить к отдельному насосу, подача которого не меньше суммарного потребления РЖ этими двигателями. Вспомогательные гидродвигатели могут подключаться к общему насосу без учета потери мощности. С учетом вы-

шеизложенного подбирается отдельный насос для постоянно работающих гидромоторов 7 и 8; подача этого насоса должна быть не менее 62 л/мин, давление $p_n = 6,3$ МПа.

Гидроцилиндры 1 и 2 работают при одинаковом давлении $p_{гц} = 6,3$ МПа, но поскольку по условию они могут функционировать одновременно, то предварительно оценим расчетную потерю мощности в случае подключения к общему насосу одновременно ГЦ 1 и ГЦ 2 при $Q_{\max} = 12 + 4 = 16$ л/мин или одного из них с минимальным расходом Q_{\min} : $\Delta N_{\text{кл}} = p (Q_{\max} - Q_{\min}) = 1,26$ кВт. Следовательно, условие по потере мощности соблюдается, что позволяет подключать оба ГЦ к одному общему насосу, при этом для обеспечения совместной работы цилиндров подача насоса $Q_{гц} \geq Q_{\max} = 16$ л/мин. ГЦ 3 и ГМ 6 работают при одинаковом давлении 10 МПа, причем их работа во времени не совпадает. При подключении их к одному насосу максимальный расход РЖ в гидросистеме будет тогда, когда работает только ГМ 6 ($Q = 8$ л/мин), а минимальный — когда работает только ГЦ 3 ($Q = 5$ л/мин). Тогда $\Delta N_{\text{кл}} = p (Q_{\max} - Q_{\min}) = 500$ Вт < 2 кВт, то есть условие по потерям мощности соблюдается, что и позволяет подключать гидроцилиндр 3 и гидромотор 6 к одному общему насосу с подачей $Q_n \geq 8$ л/мин. К этому насосу также подключают и вспомогательные ГЦ 4 и 5, как работающие очень кратковременно, несмотря на некоторое превышение потерь мощности в системе, равное примерно 2 кВт.

Часть третья.

УСТАНОВКИ ОБЪЕМНОГО ПНЕВМОПРИВОДА

Глава 7.

ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ПНЕВМОПРИВОДА

Установки с объемным пневмоприводом (ОПП) — это комплексы, состоящие из структурных элементов того же назначения, которые были рассмотрены ранее в системах объемного гидропривода, то есть ОПП включает в общем случае: *нагнетатели и накопители газа* (компрессоры, ресиверы, газгольдеры и др.), *пневмодвигатели* (пневмоцилиндры и пневмомоторы), *аппаратуру управления и регулирования* (пневмоаппараты и пневмоавтоматика), *вспомогательные пневмоустройства* (кондиционеры газа, глушители, маслораспылители и др.). Основное отличие установок ОПП от гидропривода состоит в применении в качестве рабочей среды газа (воздуха), что влечет за собой целый ряд специфических особенностей — теоретических, технологических и эксплуатационных.

Течение газа в каналах весьма сложное явление, сопровождаемое изменением параметров потока (скорости, плотности и температуры) вдоль трубопровода. Но в достаточно длинных трубопроводах температура остается практически неизменной и вязкость газа также можно считать постоянной. Тогда основным расчетным уравнением для трубопроводов будет равенство

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho_{\text{ср}} g} = \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2g}, \quad (7.1)$$

где p_1, p_2 — давления на входе и выходе трубопровода, $\rho_{\text{ср}} = (\rho_1 + \rho_2)/2$ — средняя плотность газа; l, d — длина и диаметр трубы; u — средняя скорость течения, определяемая по массовому расходу: $u = 4Q_m / \rho_{\text{ср}} \pi d^2$; λ — коэффициент линейных потерь, определяемый по универсальной формуле для турбулентного течения:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}. \quad (7.2)$$

Скорость газа в промышленных трубопроводах составляет 10...40 м/с, что соответствует числам Рейнольдса $\text{Re} = 10^4 \dots 5 \cdot 10^4$; $\Delta = 0,1 \dots 0,5$ мм.

Если в трубопроводе имеются местные сопротивления с коэффициентами ζ_i , то расчет производится по эквивалентным длинам $l_{\text{экв}}$, определяемым по зависимости

$$l_{\text{экв}} = (\zeta/\lambda)d. \quad (7.3)$$

Тогда общая расчетная длина трубы определяется как $L = l + \sum l_{\text{экв}i}$.

Значения эквивалентных длин для типовых технических гидросопротивлений (трубопроводной арматуры — вентилей, клапанов, задвижек, поворотов и др.) приведены в справочных данных (табл. П. 1.6).

7.1. Пневматические энергомашины

К пневматическим энергомашинам относятся преобразователи и потребители энергии сжатого газа — компрессоры и пневмодвигатели.

Компрессоры. *Компрессор* — машина для сжатия и нагнетания газа, преобразующая подведенную энергию привода в энергию потока сжатого газа. По принципу действия делятся на *динамические* и *объемные*.

В *динамических* (лопастных) *компрессорах* энергия сообщается потоку газа, протекающему в каналах рабочего колеса, поскольку лопасти колеса оказывают силовое воздействие на газ, перемещающийся в межлопастном пространстве. По характеру движения газового потока относительно оси вращения колеса различают *осевые* и *центробежные* компрессоры. Они могут быть *одно- и многоступенчатыми*. В первых установлено одно рабочее колесо, поэтому давление, создаваемое ими, невелико (2—3 атм). Многоступенчатые компрессоры с набором нескольких рабочих колес создают более высокое давление — до 10 МПа.

Объемные компрессоры — поршневые (одно- и двухступенчатые) и роторные (пластинчатые и др.) обеспечивают подачу воздуха до 20 000 м³/ч и давления до 10 МПа. При сжатии воздуха в камере ком-

прессора происходит его нагревание (до $100\text{ }^{\circ}\text{C}$) и в таком состоянии его нельзя использовать в пневмодвигателях. Поэтому перед использованием в сжатом воздухе необходимо погасить пульсации давления, охладить, осушить и профильтровать газ. Для этой цели в ОПП имеется специальная *система подготовки воздуха*, включающая ряд устройств и элементов (рис. 7.1) и обеспечивающая необходимое качество газа.

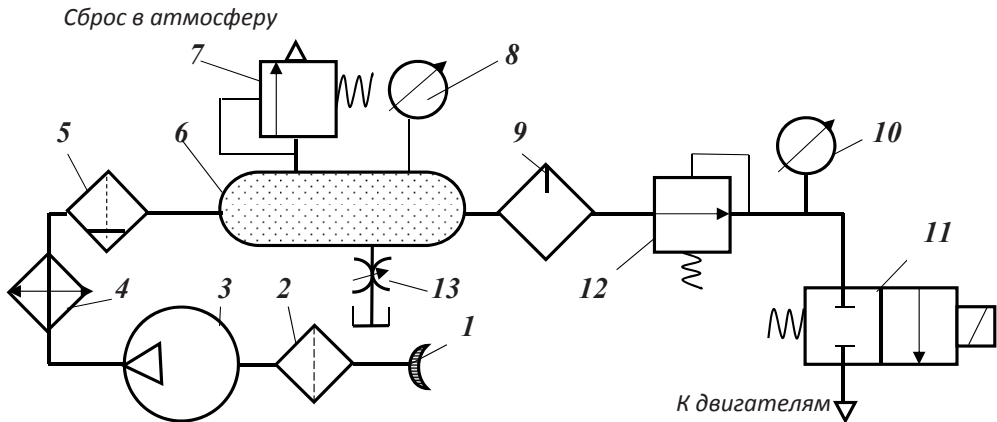


Рис. 7.1. Система подготовки воздуха в схемах пневмоприводов

Воздух засасывается компрессором 3 из воздухозаборника 1 через фильтр 2 и после сжатия в компрессоре поступает в теплообменный аппарат 4, где охлаждается до нужной температуры и далее протекает через влагоотделитель 5, где производится осушка — удаление влаги, выделившейся при остывании газа. Далее газ поступает в воздухохранильник 6 (*ресивер*), который служит для создания запаса сжатого воздуха и сглаживания пульсаций давления, возникающих в поршневых компрессорах.

Ресивер снабжен предохранительным клапаном 7, ограничивающим величину давления в системе, которое показывает электроконтактный манометр 8, включающий и отключающий компрессор по необходимости. Распределитель 11 подает газ пневмодвигателям. Для смазки контактных поверхностей на выходе из ресивера установлен маслораспылитель 9, впрыскивающий в поток газа масляную пыль, которая, оседая на поверхностях подвижных элементов, обеспечивает их смазку. Манометр 10 показывает давление на входе в пневмосистему.

Пневмоцилиндры (ПЦ). Отличие работы пневмоцилиндров от гидроцилиндров состоит в том, что газ обладает существенной сжимаемостью и при сжатии в камере цилиндра накапливается значительная потенциальная энергия, которая спонтанно переходит в кинетическую, вызывая ударные явления, рывки при движении и т. д. Поэтому в машинах, где требуется плавное движение рабочего органа, использование ПЦ нежелательно или нужны специальные меры и устройства для торможения (например, пневмодемпферы). В то же время в технологических операциях, где требуется ударное воздействие (штамповка, прошивка отверстий и др.), пневмоцилиндры (*ударные пневмоцилиндры*) являются весьма эффективными агрегатами.

Пневмоцилиндры технологических машин отличаются большим разнообразием конструкций и широким диапазоном размерных параметров:

- диаметры поршней — 2,5...320 мм;
- длина рабочего хода — 1...2000 мм;
- скорость движения выходного звена — 0,02...1,5 м/с;
- развиваемое усилие — 2...50 000 Н.

Специальные типы пневмоцилиндров. Хотя основные типы гидро- и пневмоцилиндров совпадают (одно- и двухштоковые, телескопические и т. д.), но в ОПП используются и особые разновидности ПЦ: *сдвоенные* (рис. 7.2, а), *с гибким штоком* (рис. 7.2, б), *мембранные* (рис. 7.2, в), *сильфонные* (рис. 7.2, г).

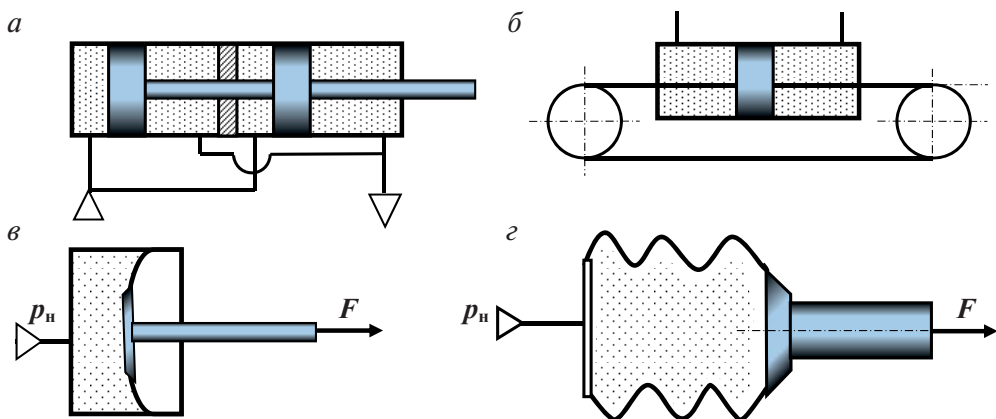


Рис. 7.2. Схемы пневмоцилиндров специальных конструкций

Если по ходу движения ПЦ необходимо останавливать и фиксировать в нескольких позициях, применяются многопозиционные ПЦ (*пневматические позиционеры*). Принципиальная схема такого аппарата дана на рис. 7.3.

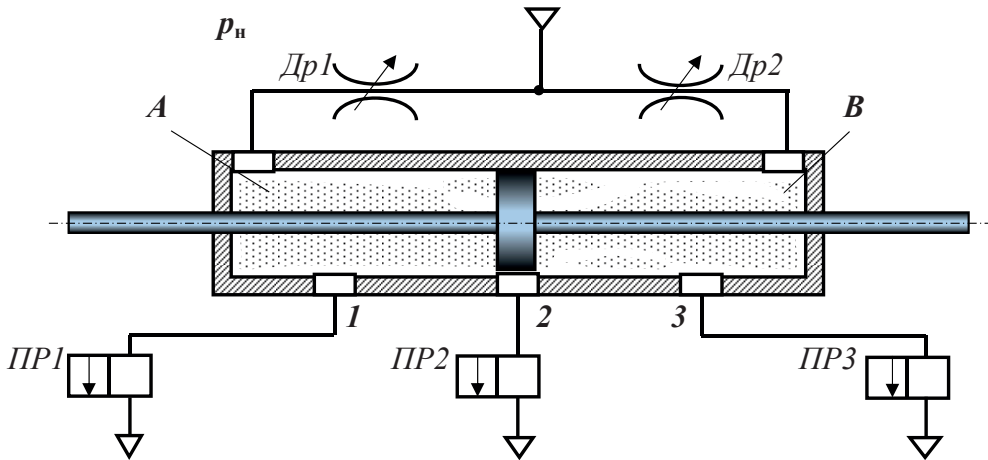


Рис. 7.3. Принципиальная схема трехпозиционного пневмоцилиндра

Поршень зафиксирован и неподвижен, если силы справа и слева равны, что имеет место в случае равенства давлений в камерах «А» и «В». Это состояние и показано на рис. 7.3.

Ударный пневмоцилиндр. В операциях, где требуется ударное воздействие, применяют пневмоцилиндр, имеющий три рабочих полости (рис. 7.4).

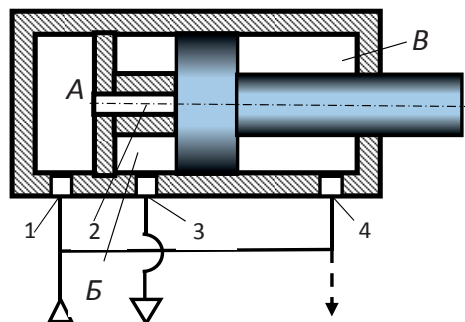


Рис. 7.4. Схема ударного пневмоцилиндра

Полость A , выполняющая роль ресивера, через канал 1 соединена с напорной линией. В исходном положении полость B через канал 3 соединена с выхлопом, а полость B через канал 4 — с напорной линией. Поршень прижат к выступу камеры B и не движется.

При увеличении давления в камере A поршень наносит удар и сразу возвращается назад из-за высокого давления в камере B .

Пример 7.1

Рассмотрим простейшую схему подключения пневмоцилиндра к магистрали с давлением p_n (рис. 7.5) и рассчитаем требуемые рабочие параметры.

Дано: диаметр поршня цилиндра $D = 125$ мм; диаметр и длина воздуховода: $d = 10$ мм, $l = 30$ м, шероховатость трубы $\Delta = 0,01$ мм; $\zeta_b = 4$; $\zeta_p = 18$; общее усилие, которое должен создать поршень, равно $F = 950$ Н; давление $p_n = 50$ кПа, температура воздуха 20°C .

Определить скорость поршня u .

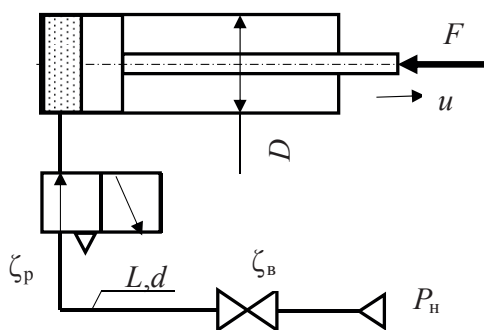


Рис. 7.5. Схема подключения пневмоцилиндра к магистрали

Решение:

Скорость поршня находим из величины массового расхода газа, поступающего в цилиндр: $Q_m = \rho S u$, где ρ — плотность воздуха при данной температуре, S — площадь поршня.

Рассчитаем эти параметры: из уравнения состояния (1.1) при условии изотермического процесса ($k = 1$) находим:

$$\rho = p/RT = (p_{\text{атм}} + F/S)/RT = 177 \cdot 10^3 / (287 \cdot 293) = 2,1 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{где } S = \pi D^2/4 = 3,14 \cdot 0,125^2/4 = 0,0123 \text{ м}^2.$$

Массовый расход вычислим по закону истечения через трубопровод:

$$Q_m = \omega_{\text{тр}} \sqrt{\frac{p_{\text{н}}^2 - p^2}{RT[\zeta_{\text{сист}} - 2\ln(p/p_{\text{н}})]}}, \quad (7.4)$$

где $\zeta_{\text{сист}} = \lambda(l/d) + \zeta_{\text{в}} + \zeta_{\text{р}} = 0,02(30/0,01) + 4 + 18 = 80,8$ — коэффициент сопротивления трубопроводной системы; $p = 177$ кПа — давление в цилиндре; коэффициент $\lambda = 0,11(\Delta/d)^{0,25} = 0,02$.

Подставив полученные величины в исходную формулу, получим:

$$Q_m = 0,0138 \text{ кг/с}; \quad u = 0,535 \text{ м/с}.$$

Поворотные пневмодвигатели (ППД). Поворотные пневмодвигатели, как и гидравлические, обеспечивают возвратно-поворотное движение рабочих органов с угловой скоростью ω и создают крутящий момент $M_{\text{кр}}$. Они также подразделяются на *поступательно-поворотные*, преобразующие поступательное движение в поворотное, и *лопастные*.

Для оценки стабильности режима работы пневмодвигателей используется *критерий инерционности* $K_{\text{ин}}$, определяемый:

- для двигателей поступательного движения:

$$K_{\text{ин}} = u\sqrt{m/Fs}, \quad (7.5)$$

где u, s — скорость движения и ход поршня; m — масса поршня и связанных с ним деталей; F — результирующая сила;

- для лопастных ППД (рис. 7.6, б):

$$K_{\text{ин}} = \omega_{\text{ср}} \sqrt{J} / \sqrt{M_{\text{кр}} \phi}, \quad (7.6)$$

где $\omega_{\text{ср}}$ — средняя угловая скорость поворота лопасти; J — приведенный момент инерции масс деталей, присоединенных к двигателю; $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент, создаваемый ППД; ϕ — угол поворота пластины.

Стабильность рабочего режима обеспечивается при условии: $K_{\text{ин}} \leq K_{\text{пр}}$, где $K_{\text{пр}}$ — предельное значение критерия. Режимы в диапазоне $0,25 < K_{\text{ин}} < 0,6$ являются переходными между равномерным и равноускоренным движением. Равноускоренное движение происходит в интервале $K_{\text{ин}} = 0,6-1,0$. Если $K_{\text{ин}} \leq 0,25$, то характер движения можно считать установившимся. При этом предельное значение критерия инерционности для поршневых и поворотных пневмодвигателей одинаково.

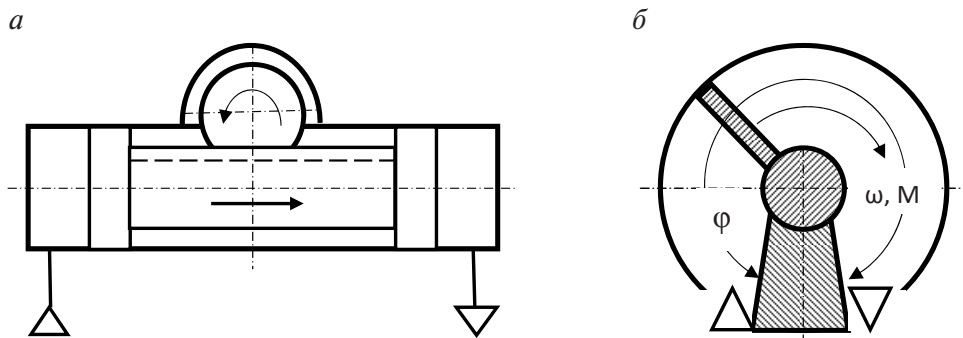


Рис. 7.6. Схемы поворотных пневмодвигателей:

а — шестеренно-поршневой; *б* — лопастной

Пневмомоторы. Пневмодвигатели вращательного движения — пневмомоторы — это роторные машины, работающие на том же принципе, что и гидромоторы. Наиболее широко в пневмоприводах используются пластинчатые, турбинные и шестеренные машины. Их применяют для приводов сверлильных станков, лебедок, ручного пневмоинструмента и др.

7.2. Пневмоаппаратура управления и регулирования

Аппаратура управления и регулирования в установках пневмопривода предназначена для поддержания необходимых рабочих параметров потока газа (давления, расхода и др.), пуска и остановки, изменения движения рабочих органов машины, защиты системы и т. д. Как и в гидросистемах, эти элементы можно разделить на две основные группы: *распределительно-направляющие* и *контрольно-регулирующие* пневмоаппараты.

7.2.1. Распределительно-направляющая пневмоаппаратура

Данные пневмоаппараты используются для управления потоком газа, раздачи его по участкам системы и потребителям, блокировки потока или изменения его направления. Основными аппаратами здесь являются пневмораспределители, пневмоклапаны и запорные устройства.

Конструктивно и функционально *пневмораспределители* аналогичны гидрораспределителям, работают на тех же принципах действия. Поэтому любой гидрораспределитель в принципе может быть использован и в установках пневмопривода. Однако реально такое применение малоэффективно и обусловлено это различиями в рабочих средах — газе и жидкости, а также в рабочих давлениях, типах уплотнений, смазки и т.д.

Пневматические распределители также характеризуются большим разнообразием конструкций (золотниковые, клапанные и т.д.) и способов управления (ручное, пневматическое, электромагнитное и др.). Условные обозначения в схемах в основном совпадают с гидравлическими распределителями. Весьма распространены *клапанные распределители*, обеспечивающие более качественную герметичность. Примеры обозначений ПР в схемах даны на рис. 7.7.

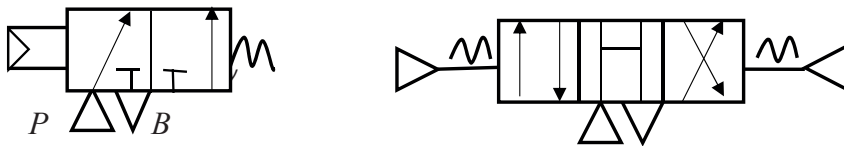


Рис. 7.7. Обозначения пневмораспределителей

Пневматические обратные клапаны (ПОК) аналогичны гидравлическим, но отличаются разнообразием конструктивных решений. Весьма широко применяются управляемые ОК (см. рис. 7.8), в которых проход газа в обратном направлении открывается принудительно — механически или пневматически.

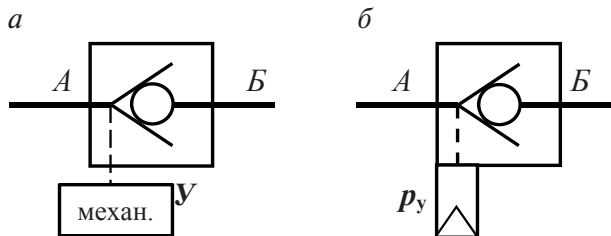


Рис. 7.8. Схемы управляемых ПОК:

а — с механическим управлением *б* — с пневматическим управлением

На таком же принципе управления работают *клапаны быстрого выхлопа*. Они соединяют опорожняемую полость пневмодвигателя с атмосферой и разгружают машину от рабочего давления (рис. 7.9). Про-

исходит это следующим образом. По команде системы управления p_y пневмораспределитель 4 занимает позицию «а» и подключает нагнетательную линию к диафрагме А клапана. Для выполнения рабочего хода ПР 4 переводят в поз. «б»; сжатым воздухом клапан 2 отжимается и пропускает газ через канал В в цилиндр 1.

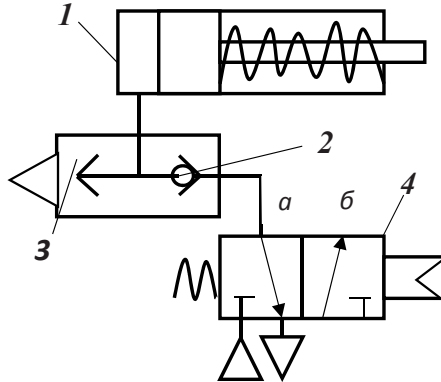


Рис. 7.9. Клапан быстрого выхлопа

Когда команда управления p_y снимается, то распределитель 4 занимает поз. «а», при этом линия давления p перекрывается и клапан 3 соединяется с атмосферой. Поршень возвращается в исходное положение.

7.2.2. Контрольно-регулирующая пневмоаппаратура

К этой группе относятся регуляторы расхода (скорости) и давления газа.

Регуляторами расхода являются *пневматические дроссели*, изменение расхода производится изменением площади проходного отверстия для газа. Конструкции дросселей бывают самыми разнообразными: игольчатые, винтовые, диафрагменные и т. д. Особенности пневмосистем находят отражение и в конструкциях дросселей. Пневматический игольчатый дроссель с обратным клапаном (см. рис. 7.10, а) осуществляет регулирование подачи газа в одном направлении и свободный проход его — в противоположном. В установках пневмопривода широко применяется *тормозной пневмодроссель* (см. рис. 7.10, б), посредством которого увеличивается торможение двигателей при окончании быстрых перемещений. Торможение осуществляется обычно путем механического воздействия на золотник.

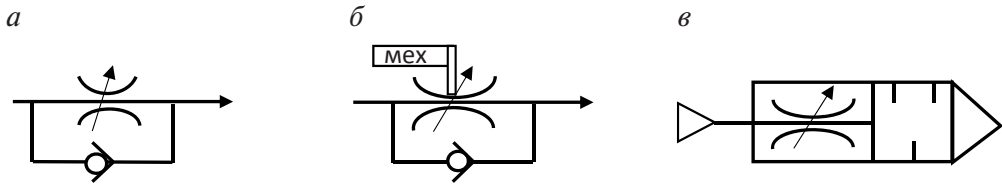
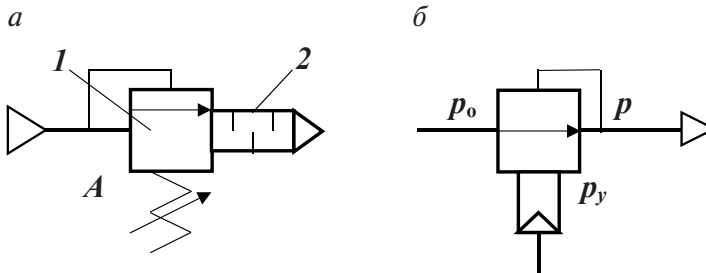


Рис. 7.10. Схемы пневматических дросселей

Выхлоп сжатого газа в атмосферу всегда сопровождается сильным шумом, что недопустимо по экологическим и эксплуатационным нормам. Поэтому пневмосистемы снабжаются *глушителями шума* (рис. 7.10, в). Сжатый воздух, пройдя через дроссель, поступает в камеру, где рассекается сеткой, и снижает скорость истечения, а значит, и уровень шума.

Для регулирования давления применяются *предохранительные и редукционные клапаны* (рис. 7.11). Принцип действия таких аппаратов был рассмотрен ранее. Дополнительно представим здесь *предохранительный клапан с глушителем* (рис. 7.11, а). Он обеспечивает выпуск сжатого воздуха в атмосферу через глушитель 2 при превышении давления газа в системе выше допустимого, на которое настроен клапан 1.

Рис. 7.11. Пневмоклапаны давления:
а — предохранительный; б — редукционный

На рис. 7.11, б показан *редукционный клапан с дистанционным управлением*. Газ под давлением p_0 проходит корпус клапана с запорно-регулирующим элементом и выходит в линию с пониженным давлением p . Давление управления p_y поддерживает необходимую разность $\Delta p = p_0 - p$.

7.3. Пневмогидравлические и пневмоэлектрические приводы

Пневмогидравлический привод — это комбинированный тип привода, в котором первоначальным видом энергии является давление сжатого воздуха (0,4...0,6 МПа). Управление приводом осуществляется двухступенчатым пневмогидрораспределителем — ПГ-распределителем (см. рис. 7.14). Основной распределитель 2 управляется пневмоаппаратами 1 и 3, которые подключены к распределителю 4 с электромагнитным управлением.

В пневмогидравлических системах используются также *пневмогидравлические преобразователи* (ПГП) — мультипликаторы давления прямого (одинарного) и последовательного (двойного) действия. Наибольшее распространение получили ПГП прямого действия, как самые простые (рис. 7.12).

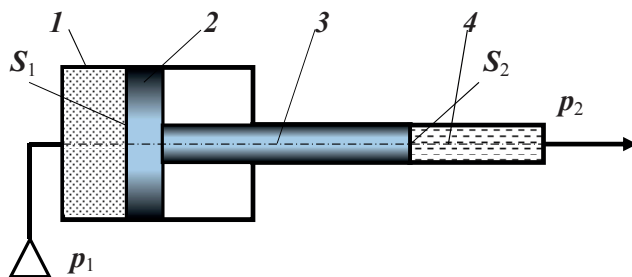


Рис. 7.12. Схема ПГП прямого действия

Пневмогидравлический преобразователь прямого действия состоит из пневмоцилиндра 1, в котором перемещается поршень 2 со штоком-плунжером 3, и гидроцилиндра 4. Давление p_2 , создаваемое в гидроцилиндре будет равно:

$$p_2 = K_{\text{тр}} p_1 (S_1/S_2), \quad (7.7)$$

где $K_{\text{тр}} = 0,85...0,9$ — коэффициент, учитывающий трение в уплотнениях.

Давления, создаваемые на выходе из ПГП (в гидролинии) p_2 , находятся в диапазоне 6...15 МПа. ПГП изготавливаются разных типоразмеров с расходами масла высокого давления 50, 100 и 200 см³. Диаметры поршня и плунжера обычно находятся в пропорции 4/1 и равны: $D = 120, 160, 200$ мм; $d = 30, 40, 50, 80$ мм.

В ОПП часто используются двухступенчатые пневмогидрораспределители (рис. 7.13). В них: первая ступень 1 — ПР с пневматическим управлением, вторая 3 — ГР с электромагнитным управлением.

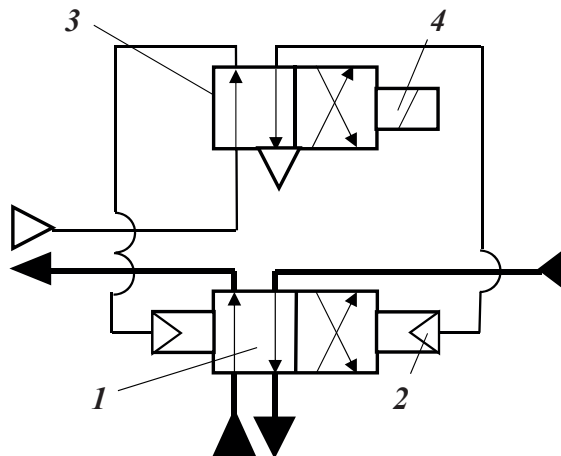


Рис. 7.13. Пневмогидравлический распределитель

Пневмоэлектрический привод. В пневмоэлектрических системах исполнительные операции осуществляются пневматическими агрегатами, а управление и регулирование — электрическими и электронными средствами. Особенно широко такие системы встречаются в промышленных роботах. На рис. 7.14 приведена схема пневмоэлектрического привода робота с двумя параллельно работающими двигателями: первый 1 (электрический) через редуктор 2 вращает рабочее колесо 3, приводящее в движение зубчатую рейку 4, которая жестко связана со штоком пневмоцилиндра 5; последний управляется дросселирующим распределителем 6 с электронной системой управления 7. Система управления (СУ) контролирует изменение тока в обмотках электродвигателя: при возрастании тока распределитель 6 увеличивает площадь прохода, давление и расход газа растут и шток цилиндра 5 быстрее перемещает рейку 4, разгружая электродвигатель 1. Если скорость штока становится больше заданной, происходит торможение, направление тока в обмотках электродвигателя меняется, и электронная система подаст команду на закрытие диафрагм распределителя 6; в результате поршень замедлит движение.

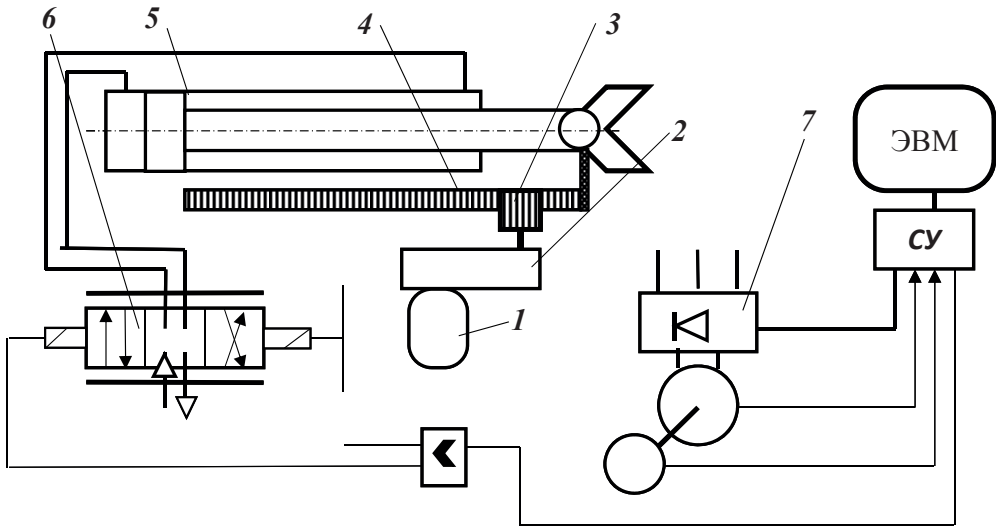
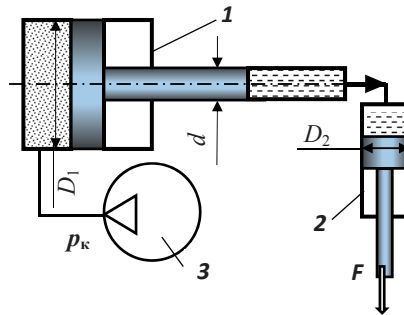


Рис. 7.14. Схема установки пневмоэлектрического привода

Пример 7.2

Пневмогидравлический усилитель 1 питает вертикальный пресс 2 на усилие сжатия $F = 400 \text{ кН}$. Давление компрессора 3 равно $p_k = 400 \text{ кПа}$, диаметр $D_1 = 500 \text{ мм}$.

Какой диаметр штока d должен иметь усилитель 1, если диаметр $D_2 = 200 \text{ мм}$?



Расчеты.

1. Из усилия сжатия находим необходимое давление в камере ГЦ 2:
 $p = F / (\pi D_2^2 / 4) = 400 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 0,2^2 / 4) = 12,74 \text{ МПа}$.

2. Усилие, создаваемое на штоке поршня ГЦ 1, определится как
 $F_0 = p (\pi d^2 / 4) = p_k (\pi D_1^2 / 4)$, откуда значение диаметра штока будет равно:

$$d = D_1 \sqrt{p_k / p} = 0,5 \sqrt{400 / 12,74 \cdot 10^3} = 177,2 \cdot 0,5 = 88,6 \text{ мм}$$

или по ГОСТу принимаем $d = 80 \text{ мм}$.

8.1. Управление циклами в установках пневмопривода

- с контролем и регулированием по координате рабочего органа;
- с контролем и регулированием по давлению (нагрузке);
- с контролем по выдержке во времени.

Этот вид управления обычно осуществляется путем использования пневмоаппаратов в качестве путевых или конечных выключателей.

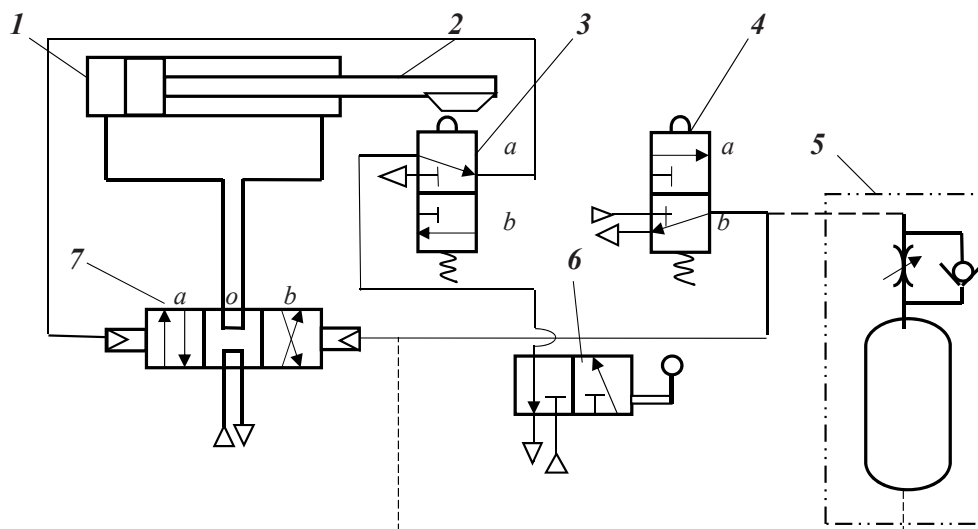


Рис. 8.1. Схема УПП с управлением по координате рабочего органа

На рис. 8.1 дана схема установки пневмопривода, где в качестве путевых выключателей используются пневмораспределители 3 и 4 типа 3/2 с механическим управлением. В начальном положении штока 2 распределитель 3 прижат выступом на штоке и находится в поз. «а». При включении тумблера 6 газ подается к пневмораспределителю 7 и переключает его в позицию «б». Газ поступает в силовой цилиндр 1, шток выдвигается, освобождая переключатель 3. Рабочий ход продолжается до тех пор, пока выступ штока не включит переключатель 4, в результате чего начнется обратный ход поршня. Если в крайнем правом положении штока требуется выдержка во времени, то в схему подключается клапан выдержки 5.

Двухскоростные циклы выполняются в установках пневмопривода также путем переключения — с помощью концевых выключателей и электромагнитов. На рис. 8.2 дана схема, в которой изменение скорости поршня 4 происходит при нажатии выступом на штоке на распределитель 3 и переводе его в поз. «а».

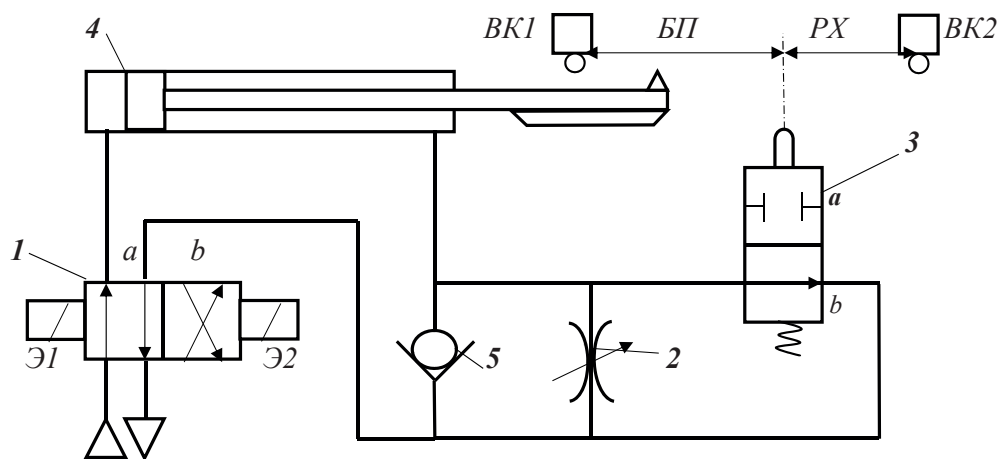


Рис. 8.2. Схема УПП с двухскоростным циклом

Быстрый подвод поршня производится при полной подаче из линии нагнетания, рабочий ход — при выходе газа из штоковой полости через дроссель 2. Главный распределитель 1 при этом находится в поз. «а»; при переводе его с помощью электромагнита Э2 в поз. «б» осуществляется обратный ход поршня.

Схема УПП с элементом памяти. В схеме (см. рис. 8.3) элемент памяти — триггер 5 — запоминает сигналы переключателей 2 и 3, обе-

спечивая фиксированное положение распределителя 4 и сохранение рабочего давления в цилиндре 1 в течение фазы цикла.

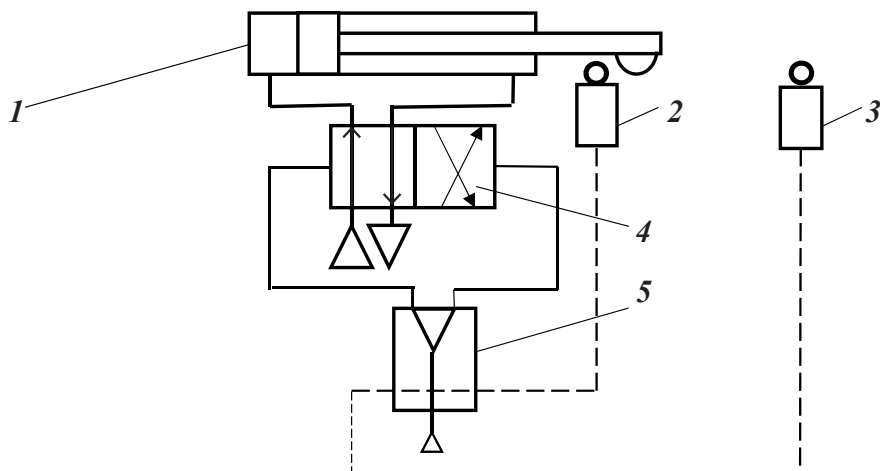


Рис. 8.3. Схема УПП с триггером

8.1.2. Управление циклами «по давлению»

Данный тип управления применяется в следующих случаях: 1 — реверс движения рабочего органа требуется осуществить при достижении заданной величины давления в системе (например, в зажимных или прессовых устройствах); 2 — управление «по координате» неосуществимо из-за малости хода выходного звена двигателя; 3 — длина хода выходного звена не постоянна и может быть разной в зависимости от технологической операции. В качестве управляющих элементов используются клапаны давления и реле давления, обычно в сочетании с реле выдержки во времени. На рис. 8.4 приведена схема управления УПП по давлению с использованием клапана последовательности.

Схема включает пневмоцилиндр 1, переключатель концевой 2, переключатель с ручным управлением 3, главный распределитель с пневмоуправлением 4 и клапан последовательности 5, который соединен с обеими полостями пневмоцилиндра 1 и срабатывает при достижении в них определенной разности давлений. После этого переключается распределитель 4 и происходит реверс движения поршня, а переключатель 2 фиксирует поршень в исходном положении.

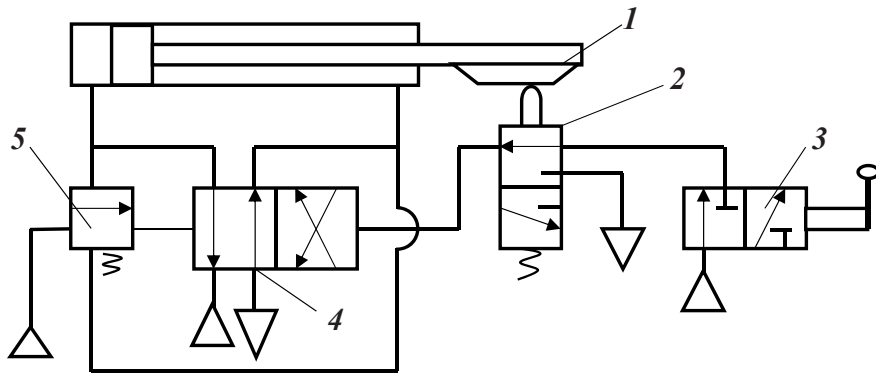


Рис. 8.4. Схема УПП с управлением «по давлению»

Управление по давлению в зажимных устройствах. Цель данной установки — это поддержание необходимого давления в рабочей полости пневмодвигателя и обеспечение нужного усилия прижатия деталей.

На рис. 8.5 показана схема УПП, управляемой по давлению с помощью двух клапанов 1 и 3, подключенных к поршневой и штоковой полостям цилиндра 2.

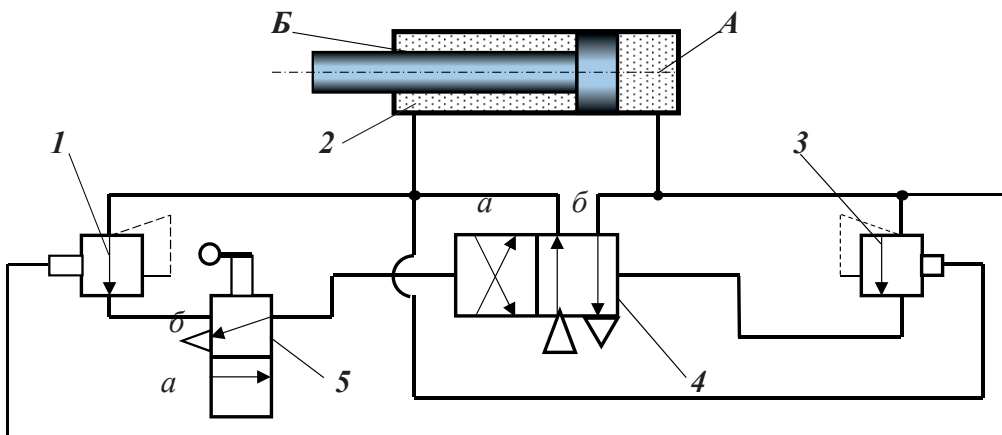


Рис. 8.5. Схема УПП, управляемой по давлению

При включении распределителя 5 в поз. «а» давление в штоковой полости цилиндра, достигнув заданного значения, через клапан 1 подается в линию управления главного распределителя 4. Он переводится в поз. «а», и сжатый газ поступает в полость А — до тех пор, пока давление в ней не достигнет требуемой величины, при которой кла-

пан 3 откроется и подаст сигнал (в форме импульса давления сжатого воздуха) к правой полости распределителя 4, что переведет его в исходное положение.

8.1.3. Управление в УПП с контролем по времени выдержки

В некоторых схемах УПП необходимо, чтобы сигналы на переключение передавались с задержкой во времени.

Пример такой схемы дан на рис. 8.6. Схема включает пусковой тумблер 3, главный распределитель 2, пневмоцилиндр с пружиной возврата 1, дроссель с обратным клапаном 4 и двухпозиционный двухлинейный распределитель 5.

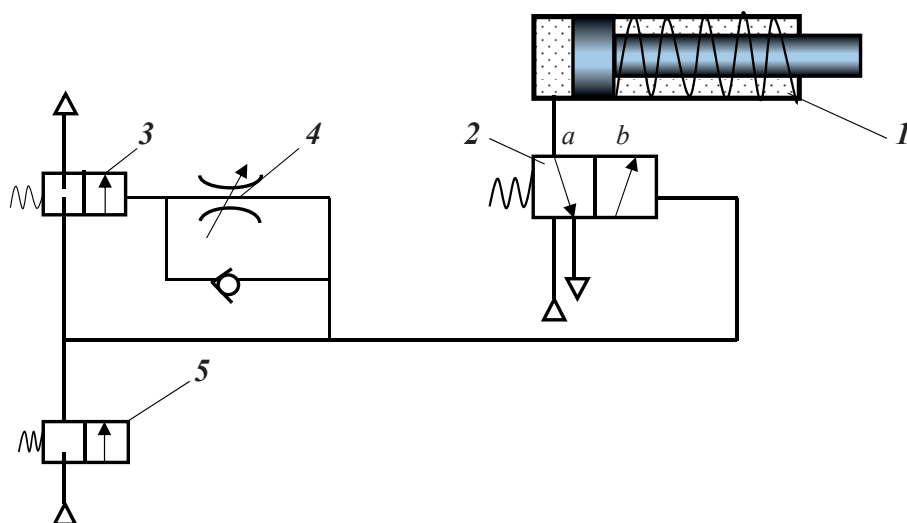


Рис. 8.6. Схема УПП с управлением по времени выдержки

При включении тумблера в поз. «а» сигнал поступает к распределителю 2, переключающемуся в поз. «а», и газ подается в цилиндр: поршень перемещается вправо и находится в крайнем положении в течение времени заполнения газом полости управления распределителя 5 через дроссель 4. Этот интервал времени и определяет продолжительность выдержки.

8.2. Расчеты и проектирование элементов и схем УПП

Рассмотрим особенности расчета рабочих параметров силовых элементов установок пневмопривода, а также основные принципы их компоновки и проектирования.

8.2.1. Расчет рабочих характеристик пневмодвигателей

Особенности изменения рабочих параметров пневматических двигателей рассмотрим на примере пневмоцилиндра одностороннего действия с пружинным возвратом (рис. 8.7). При расчете определяются усилия на штоке при движении и торможении, устанавливаются закономерности движения поршня во времени при выполнении рабочего цикла при прямом и обратном ходах.

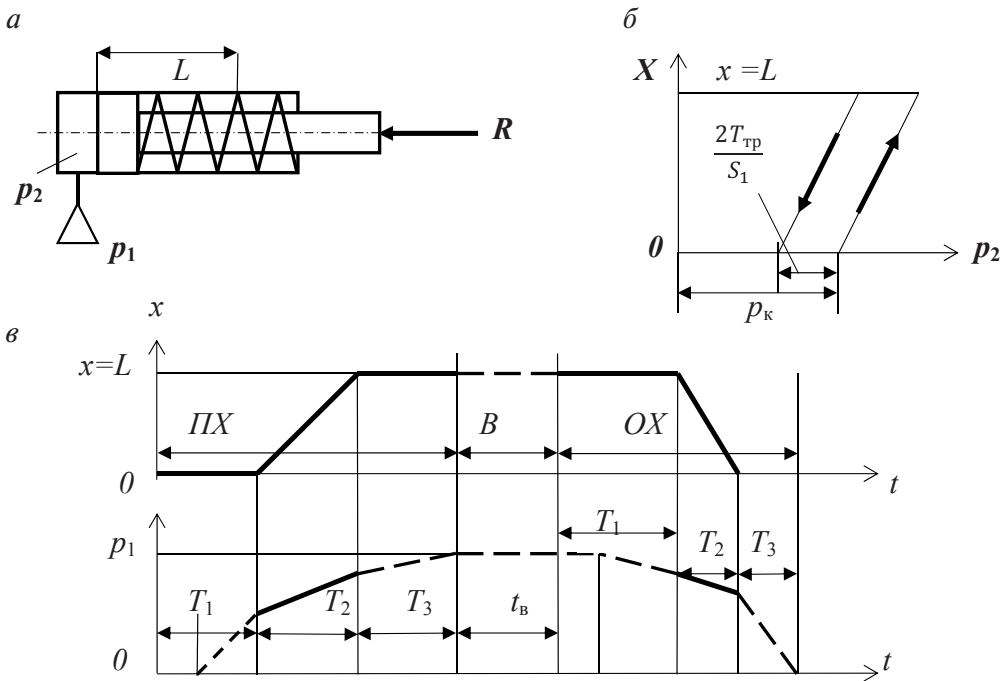


Рис. 8.7. К расчету пневматического цилиндра

При срабатывании управляющего распределителя 2 (см. рис. 8.6) газ поступает в поршневую полость цилиндра под давлением p_1 ; в ка-

мере давление становится равным p_2 из-за расширения в переменном объеме полости. Баланс сил, действующих на шток, запишется (для рабочего хода) как

$$(p_2 - p_a) S_1 = F_{\text{по}} + c_n \Delta x + R + T_{\text{тр}}, \quad (8.1)$$

где p_a — атмосферное (барометрическое) давление; S_1 — площадь поршня; $F_{\text{по}}$ — сила начального сжатия пружины; c_n , Δx — жесткость и смещение пружины; R — усилие внешней нагрузки; $T_{\text{тр}}$ — сила трения в уплотнениях.

Интервал времени от момента включения пускового устройства до начала движения поршня T_1 называется *подготовительным периодом*; он складывается из времени открытия управляющего устройства t_o и времени нарастания давления t_p в камере до значения p_2 , при котором поршень начинает двигаться.

Поскольку $t_o \ll t_p$, то можно принять $t_p = T_1$. Тогда период времени прямого хода поршня (см. рис. 8.7, в) будет равен:

$$T_{\text{пх}} = T_1 + T_2 + T_3.$$

После него и истечения времени выдержки t_v управляющее устройство включает выхлоп в атмосферу, поршень под воздействием пружины начинает обратный ход, газ выдавливается через каналы распределителя в атмосферу. При этом можно выделить аналогичные интервалы, как и при прямом ходе.

Рассмотрим процесс движения при следующих допущениях:

- температура газа остается одинаковой во всех элементах и постоянной в процессе работы привода;
- процесс течения газа через дроссели и аппаратуру адиабатический, поскольку скорость потока велика, а размеры каналов малы; коэффициенты расхода μ постоянны;
- давления p_1 , $p_{\text{атм}}$ постоянные, p_2 определяет режим истечения — докритический или сверхкритический;
- время заполнения поршневой полости до начала движения поршня рассчитывается по формулам заполнения глухой камеры при $V_o = \text{const}$.

Обозначим $\pi = p_2/p_1$; тогда для сверхкритического истечения ($\pi_1 < 0,528$) время до начала движения будет равно:

$$T_1 = \frac{V_o}{\mu_o \omega_o} (\pi_1 - \pi_2) \sqrt{\frac{2}{RT}}, \quad (8.2)$$

где V_0 — начальный объем поршневой полости при $x = 0$; ω_0 — площадь проходного сечения для газа; $\pi_2 = p_1/p_2 \geq 0,528$ — для докритического течения; R, T — газовая постоянная и абсолютная температура газа в камере.

Давление газа в камере, при котором начнется движение поршня, равно:

$$p_{\text{кам}} = (F_{\text{п}} + R + T_{\text{тр}})/S_1. \quad (8.3)$$

Рабочий ход поршня происходит при переменном объеме камеры, заполняемой газом, причем одновременно изменяется и сила воздействия пружины, а при ускоренном движении появляются силы инерции и торможения. Тогда баланс сил, действующих на поршень, запишется, как

$$(p_2 - p_a)S_1 = m\ddot{x} + \beta\dot{x} + c_{\text{пр}}x + (F_{\text{п}} + R + T_{\text{тр}}). \quad (8.4)$$

В уравнении состояния газа в полости нужно учитывать изменение объема. Тогда изменение массы газа в поршневой полости с течением времени получается с учетом массового расхода газа, а изменение объема полости рассчитывается по уравнению:

$$\frac{RT}{S_1}Q_m = \left(\frac{V_0}{S_1} + x \right) \frac{dp_1}{dt} + p_2 \frac{dx}{dt}. \quad (8.5)$$

При совместном решении двух последних уравнений (8.4) и (8.5), кроме времени T_2 движения поршня, можно определить и характер изменения давления в камере при перемещении поршня.

На заключительном этапе время изменения давления от достигнутого в конце хода поршня до p_1 или давления до момента начала обратного хода T_3 рассчитывается так же, как на подготовительном этапе. За начальные условия принимают параметры, соответствующие концу фазы перемещения поршня. Так, начальный объем принимается равным $V_0 + LS_1$, а за начальное давление можно принять давление в рабочей камере цилиндра, которое будет достигнуто в момент времени, когда $x = L$.

При обратном ходе поршня рабочая полость превращается в емкость с противодавлением, которая через управляющее устройство соединяется с линией выхлопа. Время $T_{1\text{пд}}$, в течение которого давление в полости противодавления падает до значения, при котором начинается движение поршня в обратном направлении, определяют по формуле при сверхкритическом режиме истечения, когда $\pi_1 = p_a/p_1$:

$$T_{\text{пол}} = \frac{V_o + LS_1}{\mu_o \omega_o} \ln \left(\frac{1}{\pi_1} - \frac{1}{\pi_2} \right) \sqrt{\frac{2}{RT}}. \quad (8.6)$$

Уравнение изменения давления в полости опорожнения выводят аналогично, как и для полости наполнения. С учетом нового исходного положения поршня и изменения направления движения его можно записать как

$$-\frac{RT}{S_1} Q_m = \left(\frac{V_o}{S_1} + L - x \right) - p_2 \frac{dx}{dt}. \quad (8.7)$$

Знак минус в левой части означает, что расход из полости приводит к уменьшению количества газа в ней.

8.2.2. Расчет следящего гидropневмопривода

Следящие гидropневмоприводы используются для обеспечения определенного закона изменения скорости. На рис. 8.8 дана упрощенная схема гидropневмопривода управления скоростью оплавления электрода в сварочной машине; для обеспечения высокого качества сварных соединений скорость подачи электрода и оплавления должна поддерживаться постоянной.

Схема включает пневмоцилиндр 2 и гидроцилиндр 3, общий шток которых соединен с подвижной плитой 1 с укрепленной на ней рейкой 5. Угол наклона рейки связан с величиной открытия дросселя. В процессе оплавления жидкость перетекает через дроссель 4 из одной полости цилиндра 3 в другую.

Определим скорость перемещения поршня цилиндра 3 в процессе оплавления электрода, для чего запишем уравнение расхода:

$$uS_{\text{п}} = Q_o + k_d x, \quad (8.8)$$

где u , $S_{\text{п}}$ — скорость и эффективная площадь поршня 3; Q_o — расход газа через дроссель 4, находящийся в исходном положении; k_d — коэффициент возрастания расхода через дроссель при перемещении поршня; x — перемещение поршня в процессе оплавления электрода.

Выражение для скорости поршня будет:

$$u = \frac{Q_o}{S} + \frac{k_d x}{S} = u_o + \frac{k_d x}{S}, \quad (8.9)$$

где u_o — начальная скорость поршня.

Выразив $u = dx/dt$, получаем основное уравнение:

$$u_o = \frac{dx}{dt} - \frac{k_d}{S} x. \quad (8.10)$$

Выражение (8.10) представляет собой неоднородное линейное дифференциальное уравнение, решением которого является общее решение однородного линейного уравнения плюс частное решение неоднородного уравнения.

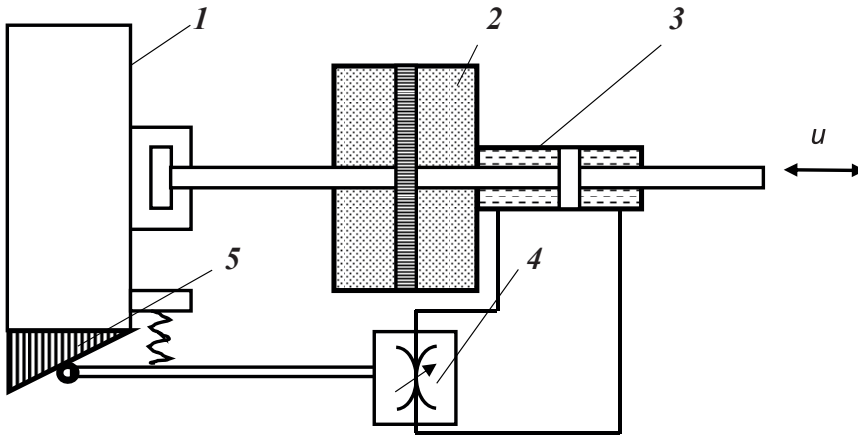


Рис. 8.8. Схема следящего гидропневмопривода

Найдем решение однородного уравнения (при $u_o = 0$):

$$\frac{dx}{dt} - \frac{k_d}{S} x = 0$$

и, разделив переменные $\frac{dx}{dt} = \frac{k_d}{S} dt$, после интегрирования получаем:

$$\ln x = \frac{k_d}{S} t + C; \quad x = Ce^{(k_d t/S)}. \quad (8.11)$$

Очевидно, что частным решением исходного уравнения может быть выражение: $x = -u_o S/k_d$. Тогда общее решение его будет:

$$x = Ce^{(k_d t/S)} - \frac{u_o}{k_d} S. \quad (8.12)$$

При $t = 0$ и $x = 0$ $C = u_o S/k_d$. Тогда

$$x = \frac{u_o S}{k_d} (e^{(k_d t/S)} - 1), \quad (8.13)$$

а скорость оплавления будет изменяться по показательному закону вида

$$u = u_0 e^{(k_d t / S)}. \quad (8.14)$$

Из уравнения (8.14) видно, что при $k_d = 0$, т. е. при горизонтальном положении рейки, скорость постоянна и равна начальной скорости u_0 . Предел функции в уравнении (8.13) равен $x = u_0 t$, т. е. при горизонтальном положении рейки привод обеспечивает линейную зависимость скорости поршня от времени.

8.2.3. Расчет тормозного пневмопривода колесной машины

На практике следящие пневмогидроприводы могут реализовывать широкий спектр закономерностей движения. Рассмотрим схему тормозного барабанного механизма колесной машины и методику расчета пневмопривода, используемого для осуществления операции торможения.

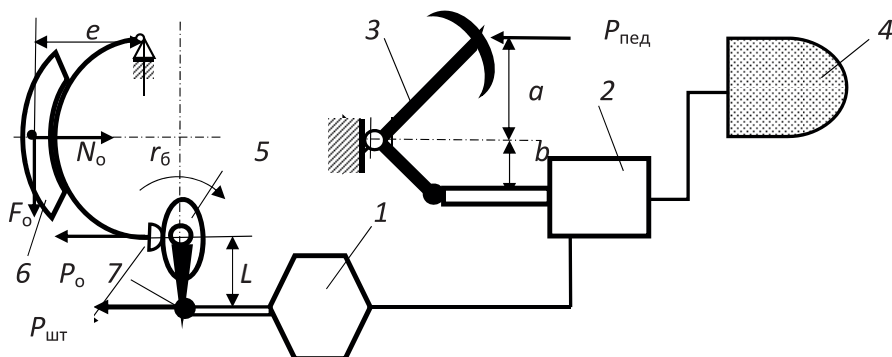


Рис. 8.9. Расчетная схема пневмопривода тормозного устройства

Расчетная схема пневмопривода барабанного тормозного механизма с разжимным кулаком приведена на рис. 8.9. Он включает: две симметричные тормозные колодки 6 (на схеме изображена одна); тормозную пневмокамеру 1 с подвижным штоком 7, поворачивающим разжимной кулак 5; педаль 3, воздействующую на тормозной кран 2 (следящее устройство прямого действия); ресивер 4 с рабочим давлением газа p_v .

Усилие на штоке тормозной пневмокамеры равно:

$$P_{шт} = M_v / l, \quad (8.15)$$

где l — плечо рычага поворотного кулака.

Необходимое давление в ресивере 4 определится как

$$p_{\text{в}} = P_{\text{шт}}/S_{\text{к}}, \quad (8.16)$$

где $S_{\text{к}}$ — площадь рабочей поверхности в пневмокамере 1.

Усилие, действующее на диафрагму тормозного крана 2, будет равно

$$P_{\text{тк}} = p_{\text{в}} S_2 + F_{\text{пр}}, \quad (8.17)$$

где S_2 — площадь диафрагмы тормозного крана; $F_{\text{пр}}$ — сила пружины возврата.

Усилие на тормозной педали 3 привода будет равно

$$P_{\text{пед}} = P_{\text{тк}} (b/a), \quad (8.18)$$

где a и b — плечи педального рычага.

Суммарный момент трения колодок можно оценить как

$$M_{\text{тк}} = 2f \cdot N \cdot r_6, \quad (8.19)$$

где f — коэффициент трения материала колодок ($\sim 0,35$); N — нормальное усилие со стороны барабана; r_6 — радиус барабана.

Максимальное допустимое усилие на тормозной педали колесных машин не должно превышать 400...500 Н. Вместимость ресивера должна быть больше вместимости рабочих камер пневмопривода в 20 раз.

8.2.4. Расчет шагового гидропневмопривода

Рассмотрим функциональную схему гидропневмопривода, в котором реализуются функции перемещения и позиционирования выходного звена, а также выполняется регулирование скорости движения (см. рис. 8.10). Такие установки называются *шаговыми гидропневмоприводами* и представляют собой комбинацию гидро- и пневмосистем, выполняющих определенные заданные функции.

Установка включает: пневмоцилиндр 7 и пневмораспределитель 6, к которым подводится сжатый воздух из магистрали через вентиль 1, фильтр-влагоотделитель 2, редукционный клапан 3, маслораспылитель 4. Воздух выбрасывается в атмосферу через глушитель 5. Рабочий орган 8, соединенный со штоком пневмоцилиндра через зубчатую передачу, приводит в движение поршни гидроцилиндров 11 и 13.

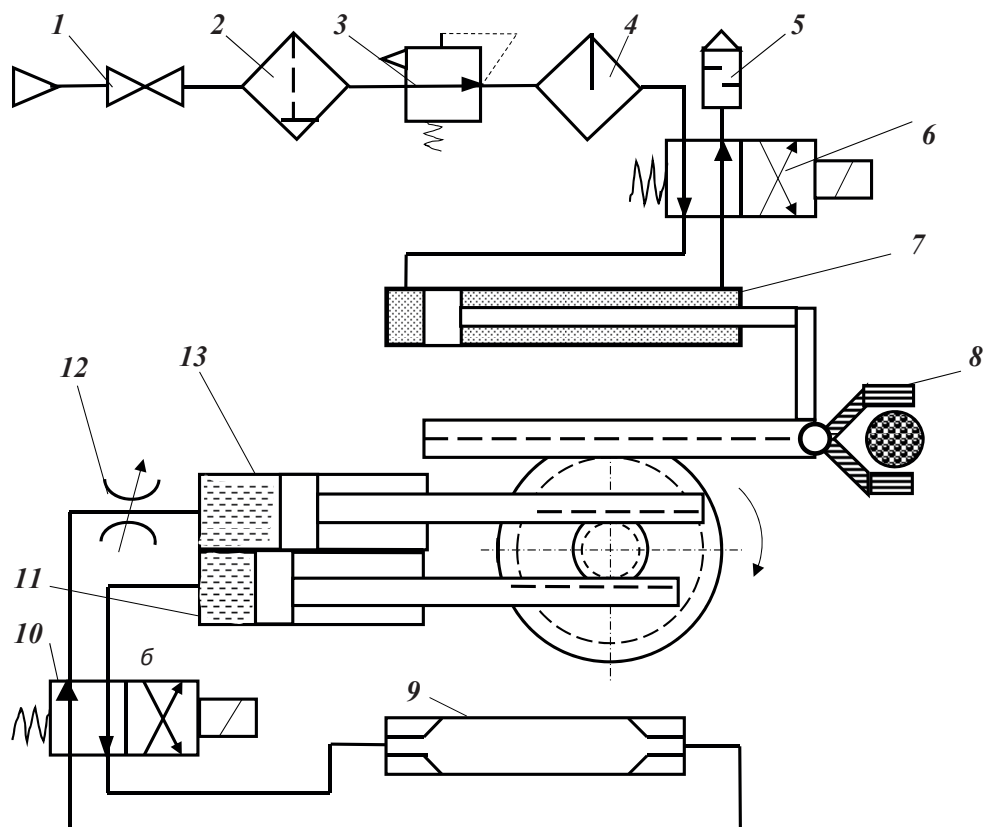


Рис. 8.10. Схема шагового гидropневмопривода

При прямом ходе пневмоцилиндра поршень гидроцилиндра 11 через гидрораспределитель 10 вытесняет жидкость в правую полость тормозного дозатора 9, плавающий поршень которого выдавливает жидкость из левой полости дозатора через распределитель 10 и дроссель 12 в поршневую полость гидроцилиндра 13, что обеспечивает фиксацию рабочего органа в определенном положении — по завершении шага. Перед началом следующего шага гидрораспределитель 10 необходимо перевести в поз. «б», в результате чего жидкость из цилиндра 11 начнет поступать в левую полость дозатора 9, поршень дозатора вытеснит определенный объем жидкости из правой полости дозатора в цилиндр 13 и рабочий орган зафиксируется в новой точке позиционирования.

Непрерывное перемещение рабочего органа обеспечивается аппаратами, не показанными на схеме. Обратный ход поршня пневмоци-

линдра 7 начинается после переключения распределителя 6; скорость выходного звена регулируется во время каждого шага дросселем 12.

Система уравнений, описывающих динамику ШППП, запишется так:

$$\begin{cases} m_{\text{ц}}\ddot{x} + v_{\text{ц}}\dot{x} = P_{\text{гц}} - p_{\text{ц}}S_{\text{ц}}; \\ m_{\text{д}}\ddot{y} + v_{\text{д}}\dot{y} = p_{\text{д}}S_{\text{д}}; \\ S_{\text{ц}}\dot{x} = S_{\text{ц}}j\text{sign } \omega; \\ S_{\text{д}}\dot{y}_{\text{д}} = \mu\omega_o[(p_{\text{ц}} - p_{\text{д}}\text{sign } \omega - p_w)/\rho]^{0,5}, \end{cases} \quad (8.20)$$

где $m_{\text{ц}}, m_{\text{д}}$ — приведенные массы подвижных частей и жидкости к поршням гидроцилиндров и дозатора; x, y — соответственно координаты поршней гидроцилиндра и дозатора; $v_{\text{ц}}, v_{\text{д}}$ — коэффициенты вязкого трения в цилиндре и дозаторе соответственно; $P_{\text{гц}}$ — сила, приложенная к штоку гидроцилиндра; $p_{\text{ц}}, p_{\text{д}}, S_{\text{ц}}, S_{\text{д}}$ — действующие давления и эффективные площади поршней гидроцилиндров и дозатора; p_w — потери давления на гидросопротивления; ω — площадь проходного сечения диафрагм гидрораспределителя; μ, ρ — коэффициент расхода и плотность рабочей жидкости (масла).

8.3. Особенности монтажа и эксплуатации УПП

Пневмоприводы транспортно-технологических машин, как любой привод, служат для передачи энергии от источника к исполнительному органу машины — инструменту, колесам, подъемнику и т. п. Установки пневмопривода всегда состоят из двух основных подсистем — *энергосиловой* (в которой осуществляются энергетические процессы и преобразования) и *управляющей* (реализующей информационные, контрольно-регулирующие и логико-вычислительные операции). Структурные элементы УПП в зависимости от функционального назначения относятся к той или иной подсистеме.

8.3.1. Энергосиловое оборудование УПП

Данная подсистема имеет прежде всего *систему подготовки рабочего газа*, содержащую: компрессоры, фильтры, осушители воздуха, маслораспылители и ресиверы (см. рис. 8.10).

Источником сжатого воздуха как рабочего тела пневмосистем являются *компрессорные установки*. Они бывают *стационарными*, расположенными в специальном помещении, или *передвижными*, установленными на транспортном средстве. Кроме того, компрессорные установки могут быть *централизованными*, осуществляющими питание нескольких потребителей газа, или *индивидуальными*, обеспечивающими конкретного потребителя (например, тормозную систему автомобиля (см. рис. 8.9).

В состав любой компрессорной установки кроме компрессора входят устройства контроля и регулирования, а также *кондиционеры воздуха*. Воздух засасывается в воздухозаборник из окружающей среды и, естественно, содержит определенное количество пыли, состоящей из абразивных частиц, которые вызывают быстрый износ подвижных деталей компрессоров. Поэтому в воздухозаборнике устанавливаются специальные пылеуловители (фильтры), у которых в качестве фильтрующего элемента применяются сетки или ткани. Обязательность установки фильтра определена Правилами техники безопасности, причем фильтрующие элементы используют обычно съемного типа и меняют по мере засорения.

Из компрессора нагретый в процессе сжатия воздух пропускается через охладитель — воздушно-радиаторный или водяной, который обычно входит в комплект компрессорного агрегата. Охлаждение газа приводит к конденсации водяного пара, имеющегося в воздухе, и паров масла, распыляемого в потоке газа для смазки трущихся поверхностей. Осушка газа производится в специальном устройстве, снабженном штуцером для слива конденсата.

На практике лучше использовать влагоотделители с автоматическим отводом конденсата, которые не допускают заводнения пневмосистемы; они сбрасывают накопленный конденсат в дренажную систему или в специальные резервуары по мере накопления.

Наибольшую трудность представляет удаление из потока газа компрессорного масла, находящегося там в форме аэрозоля из частиц размером 0,01...1 мкм. Для этой цели используется химический осушитель, в котором аэрозоли адсорбируются при пропускании газа через специальное вещество — адсорбент, в качестве которого используют активированный уголь, силикагель или оксид алюминия.

После осушения воздух поступает в *ресивер*, который выполняет целый ряд функций:

- обеспечивает резервный запас газа, необходимый во время максимального потребления;
- сглаживает пульсацию подачи, обычно сопровождающую работу поршневых компрессоров, а также имеющую место при неравномерном заборе газа из магистрали;
- отделяет влагу, выделяющуюся из воздуха в процессе расширения.

Ресивер выбирается в зависимости от режима работы компрессорной установки, и его объем должен составлять не менее половины объема воздуха, засасываемого компрессором за одну минуту. Для обеспечения нормальной работы ресиверы снабжаются аппаратурой контроля давления (манометром), предохранительным клапаном и конденсатотводчиком. Отбор сжатого газа из ресивера в систему осуществляется из верхней части, поскольку в нижней части может накапливаться конденсат. Ресиверы большой вместимости снабжены люками для периодической очистки внутренней поверхности.

От воздухохраника-ресивера газом снабжаются две линии пневмосистемы — силовая, питающая пневмодвигатели, и линия управления.

По *силовой магистрали* сжатый воздух с давлением $p_n = 0,5...0,6$ МПа поступает к двигателям, выполняющим различные операции: подъем, прессование, зажим и т. д. По этой магистрали высокого давления сжатый воздух поступает в маслораспылитель, который впрыскивает в поток газа масляный туман для обеспечения смазки трущихся деталей пневмодвигателей. Наибольшее распространение получили распылители эжекторного типа, в которых подача масла в поток происходит за счет разности давлений в емкости с маслом и горловине эжектора. Для индивидуальных потребителей могут применяться и иные типы распылителей, в том числе разового использования.

При необходимости транспортировки масла на расстояние до 30 м используются аппараты двухкратного распыления, в которых распыленное масло подается не сразу на выход, а поступает в емкость типа «стакан», из которого в выходной канал попадают только частицы размером не менее 3 мкм. Обычно такие маслораспылители используют в сложных пневмосистемах с большим числом потребителей.

Маслораспылители выбираются по следующим параметрам: номинальный расход, рабочее давление, объем маслосъемности, габаритные размеры. Марка и расход масла указывается в руководстве по эксплуатации для конкретного устройства; обычно это минеральные масла с вязкостью не выше 35 сСт при температуре 50 °С; при этом расход

масла должен составлять 1...10 капель на 1 м³ сжатого воздуха. Устанавливают маслораспылители последовательно с фильтрами-влажнителями и редукционными пневмоклапанами и объединяют в единые установки — *блоки подготовки воздуха*. В него встраивают модуль отвода, располагаемый перед маслораспылителем, если есть необходимость подачи масла для внешней смазки, например, для исполнительных механизмов и агрегатов.

Отработанный газ из пневмодвигателей выбрасывается в атмосферу через *глушитель*, который служит для понижения уровня шума механического и аэродинамического происхождения, возникающего при работе пневмодвигателя.

Механический шум возникает в основном при ударах подвижных деталей: в пневмоцилиндрах — о крышки, в пневмоклапанах — о седла, а также от вибрации труб и др. Снижение шума механического происхождения обеспечивается оптимизацией конструкций деталей, применением амортизаторов, демпферов и т. п. Обычно уровень механического шума в пневмоприводах не превышает аналогичный уровень другого оборудования, работающего на участке, поэтому не требует специальных мер для гашения.

Аэродинамический шум, возникающий из-за выхлопа турбулентной струи газа, гораздо интенсивнее механического. В пневмосистемах высокого давления истечение воздуха происходит со скоростями, близкими к звуковым, а интенсивность аэродинамического шума пропорциональна скорости газа в степени $\sim u^8$. Уровень этого шума (без заглушения) составляет 95...120 децибел, причем верхняя граница располагается в высокочастотной области звукового спектра и оказывает чрезвычайно вредное воздействие на здоровье человека.

Наиболее широко в промышленных пневмосистемах применяются *активные глушители* (газодинамического трения), в которых скорость газа гасится при прохождении через пористые материалы (сетки, ткани, металлокерамику, порошковые материалы и т. п.). К сожалению, через такие устройства просачиваются аэрозольные частицы масла, вносимые в поток маслораспылителями, что загрязняет воздух в помещениях, может привести к легочным заболеваниям работников.

Из воздухохранилища воздух подается и к устройствам контроля и регулирования. Давление в этих линиях низкое, в пределах 0,05...0,2 МПа; для его получения используются редукционные клапаны, понижающие рабочее давление из магистрали и поддерживающие постоянное

давление в линиях управления в процессе работы УПП. Это важно обеспечить, поскольку параметры газа зависят прежде всего от температуры и давления.

8.3.2. Трубопроводы установок пневмопривода

Сжатый воздух в пневмосистемах подается по трубопроводам, типаж и конструкция которых зависят от рабочего давления. На монтажных, а иногда и принципиальных пневмосхемах вместе с условными обозначениями трубопроводов проставляются буквенно-цифровые обозначения, которые содержат данные о материале и диаметре конкретного участка трубы.

В магистральных трубопроводах (высокого давления) газ подается обычно по металлическим трубам — стальным, алюминиевым, медным или латунным, а также изготовленным из сплавов. Трубы из меди и сплавов отличаются высокой гибкостью, удобны для коротких участков со сложными изгибами, особенно при небольших диаметрах — до 20...25 мм. Трубы между соединяемыми пневмоустройствами следует прокладывать по кратчайшим расстояниям, с минимумом перегибов и пересечений. При прокладке металлических труб нужно учитывать температурные изменения длины, вызываемые перепадами температур (менее 30 °С для стальных и более 20 °С — для медных). Компенсаторами в данном случае являются повороты (колена) труб.

При монтаже труб должна обеспечиваться не только прочность и герметичность соединений, но и возможность осуществления продувки и просушки трубопроводов и удаления из них влаги и загрязнений. С этой целью в трубопроводах предусматривают сервисные (контрольные) участки длиной не менее 0,25 м с фланцами на торцах. Эти участки удобнее всего располагать в местах наиболее вероятного скопления масляных отложений и на трудно промываемых участках (вертикальных и местах замедления потока газа). При этом первый участок должен располагаться у компрессора, второй — на расстоянии 5...7 м от компрессора, последующие — через 10–15 м один от другого. Во избежание заводнения (скопления воды) и засорения магистральные трубопроводы следует прокладывать с уклоном 1–3° в направлении движения воздуха. Отводы от магистрального трубопровода рекомендуется располагать сверху, что снижает вероятность попадания влаги в пневмодвигатели из образующегося в трубах конденсата.

Чтобы все потребители газа снабжались равномерно, магистральные трубопроводы часто закольцовывают. Это уменьшает потери энергии, а также позволяет ремонтировать отдельные участки, не отключая всей системы. При этом в кольцевой линии следует избегать пониженных участков, впадин и т. п., что может вызвать скопление воды, масла и грязи. Если же по каким-либо причинам выполнить это условие не удастся, то в наиболее низких местах следует устанавливать устройства для улавливания и удаления загрязнений.

Для трубопроводов больших диаметров используются трубы из углеродистой стали, которые необходимо предохранять от коррозии путем нанесения цинкового, медного или иного покрытия. Пластмассовые, латунные и медные трубы антикоррозионной защиты обычно не требуют.

Гибкие трубопроводы (рукава, шланги) используются обычно в тех случаях, когда газ необходимо подводить к механизмам и устройствам, перемещающимся в процессе работы. Гибкие рукава изготавливаются из синтетических материалов (полиамида, полиуретана, полихлорвинила и др.), а также прорезиненных тканей. Преимущества их состоят в более низкой стоимости, высокой антикоррозионной устойчивости, простоте и удобстве монтажа. Но при монтаже следует учитывать, что рукава допускают только деформации изгиба, но не кручения. На практике их монтируют таким образом, чтобы они не терлись о детали конструкций, поскольку механическая прочность на истирание у этих материалов низкая.

Скорость течения газа по магистральным трубам составляет 10–15 м/с. Потери давления в трубопроводах не превышают 5–10 % от рабочего давления системы. Часть масла, распыляемого в поток газа, оседает на стенках труб, при этом из него испаряются летучие компоненты, в результате чего образуется нагар, который необходимо периодически удалять. Применяют два вида очистки от нагара: 1) *механическая* — промывка водой, сопровождаемая продувкой воздухом; 2) *химическая* — промывка специальными растворами. Промывка и продувка производятся при скоростях воды до 15–20 м/с; после промывки трубопровод продувают сжатым воздухом в течение, как минимум, 10 мин. Химическая очистка растворами синтетических поверхностно-активных моющих средств (ОП-7, ОП-10, сульфанол и др.) более эффективна, но и более дорогостоящая.

Соединения трубопроводов. Для сборки отдельных участков в общую трубопроводную пневмосистему используются два типа *соединений* —

разъемные и неразъемные. Последние применяются в основном в магистральных линиях, не подлежащих демонтажу; выполняются сваркой или пайкой. Разъемные соединения — резьбовые и фланцевые — служат для стыковки труб между собой и присоединений их к пневмоустройствам. Резьбовые применяются для труб диаметром до 40 мм, фланцевые — для труб большего диаметра.

Имеется широкий спектр различных конструкций *резьбовых соединений*, обусловленный материалом трубы, типом сочленений участков и аппаратов, необходимостью обеспечения подвижности деталей, видом резьбы (внешней или внутренней) и т. д. Для обеспечения герметизации соединения и предотвращения утечек используются резиновые и пластмассовые кольца. Эти уплотнители не требуются, если применяется резьба с тефлоновым покрытием или с накруткой из полимерных материалов.

Фланцевые соединения более просты в изготовлении и монтаже, не имеют ограничения по диаметрам труб и по числу операций монтажа-демонтажа. Фланцы могут быть приварными, жестко связанными с трубой, и накидными, одеваемыми на трубу с ниппелем. Герметизация в этих соединениях обеспечивается с помощью *уплотнений* (кольца, прокладок, сальников), при этом следует предусматривать меры по защите уплотнений от разрушения.

Для тонкостенных металлических труб наиболее широко применяются соединения *с развальцовкой торца* и *с врезающимся кольцом*, допускающие многократный (до 15–20 раз) монтаж-демонтаж с сохранением герметичности. Соединение для развальцованной трубы состоит из штуцера с присоединительной цилиндрической резьбой, ниппеля и накидной гайки. Трубу с предварительно надетым на нее ниппелем развальцовывают в форме раструба, надеваемого на коническую часть штуцера. Ниппель с трубой и штуцер стягивают с помощью накидной гайки, обеспечивая в месте сопряжения требуемую герметичность и жесткость соединения. Соединение с врезающимся кольцом не требует расширения торца трубы; оно также содержит штуцер и накидную гайку, между которыми помещается резиновое кольцо, упирающееся коническими поверхностями в соответствующие конические расточки в штуцере и гайке. При завинчивании гайки кольцо деформируется и врежется в поверхность трубы, обеспечивая нужную герметичность. В данных соединениях повышенные требования предъявляются к точности геометрических размеров и качеству наружной поверхности трубы.

Способ монтажа гибких трубопроводов зависит от их размеров, давления и условий эксплуатации конкретной установки пневмопривода. Если для удобства прокладки рукавов выход соединения должен быть ориентирован в пространстве определенным образом, то применяют устройства, которые обеспечивают возможность проворачивания одной части соединения относительно другой. Для предотвращения утечек газа между подвижными соединениями используются уплотнительные резиновые кольца.

Для удобной разводки нескольких разнонаправленных трубопроводов из одной точки присоединения применяются многосекционные *разводные коллекторы*. Число секций коллектора выбирается в зависимости от количества присоединяемых линий. Секции стягивают между собой через уплотнения пустотелыми болтами, которые по сути являются присоединительными элементами. Предусматривается возможность проворачивания секций относительно оси болта, что позволяет отводить трубопроводы в нужных направлениях. В тех случаях, когда необходимо разъединить трубопровод без потери герметизации в подводящей его части, применяются *быстроразъемные муфты*.

В заключение обобщим *основные преимущества и недостатки УПП*.

К *преимуществам* пневмопривода (по сравнению с гидроприводом) относятся: дешевизна и доступность рабочей среды (воздуха); возможность аккумулирования энергии; относительно небольшие потери энергии в магистральных на трение потока газа; безопасность эксплуатации; более высокая экологичность оборудования.

Недостатками УПП являются: нестабильность свойств рабочей среды из-за высокой сжимаемости газа, что не позволяет без специальных средств обеспечивать плавность работы оборудования; более низкий КПД; высокий уровень шума при эксплуатации оборудования; необходимость специальной системы подготовки рабочего газа; образование конденсата и обмерзание магистралей.

В целом, однако, отмечается устойчивый рост производства и применения УПП, особенно в сочетании с электронными и гидравлическими устройствами.

Библиографический список

1. Свешников В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников. — 4-е изд. — Москва : Машиностроение, 2004. — 512 с. (Библиотека конструктора)
2. Никитин О. Ф. Гидравлика и гидропневмопривод : учеб. пособие / О. Ф. Никитин. — 2-е изд. — Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2012. — 430 с.
3. Лепешкин А. В. Гидравлика и гидропневмопривод : учебник / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин, А. А. Шейпак. — 3-е изд. — Москва : МГИУ, 2005. — Ч. 2. — 352 с.
4. Чмиль В. П. Гидропневмопривод строительной техники. Конструкция, принцип действия, расчет: учеб. пособие / В. П. Чмиль. — Санкт-Петербург : Лань, 2011. — 320 с.
5. Корнилов В. В. Гидропривод в кузнечно-штамповочном оборудовании : учеб. пособие для вузов / В. В. Корнилов, В. М. Синицкий. — Москва : Машиностроение, 2002. — 224 с.
6. Дорошенко В. А. Гидравлика и гидропривод: методические указания и варианты заданий к курсовой расчетно-графической работе / В. А. Дорошенко, В. Ю. Энгель. — Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2004. — 43 с.
7. Схиртладзе А. Г. Гидравлические и пневматические системы : учеб. для сред. проф. учеб. заведений / А. Г. Схиртладзе, В. И. Иванов, В. Н. Кареев / под ред. Ю. М. Соломенцева. — Москва : Высш. шк., 2006. — 534 с.
8. Герц Е. В. Расчет пневмоприводов : справочное пособие / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. — Москва : Машиностроение, 1975. — 272 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Справочные данные к части первой

Таблица П. 1.1

Рабочие жидкости для гидроприводов машин

Отрасли промышленности	Жидкости	Давление, МПа	Температуры, °С
Транспортное машиностроение	1–2–3	25,0	–40...60
Судостроение	1–2–3	31,5	–60...60
Самолетостроение	1–2–5	28,0	–65...60
Прессостроение	1–2–3	63,0	15...40
Станкостроение	1–2	20,0	15...40
Мобильные машины	1–2–3	31,5	–40...60
Сельскохозяйственные машины	1–2–3	25,0	–40...50
Подъемно-транспортные машины	1–2–3–4	31,5	–40...60
Строительные машины	1–2–3–4	25,0	–40...60
Металлургические машины	1–2–3	31,5	10...60
Горно-добывающие комплексы	1–2–3–4	100,0	–40...60
Специальная техника	2–3–4–5	63,0	–60...150

Жидкости: 1 — минеральные масла; 2 — синтетические жидкости; 3 — экологически безопасные жидкости; 4 — водомасляные эмульсии; 5 — специальные жидкости.

Таблица П. 1.2

Вязкость рабочих жидкостей

Индекс	Область применения	Вязкость, сСт
И	Машины общего назначения (рабочие жидкости, смазка)	5–50
ИГСП	Скоростные механизмы и устройства (рабочие жидкости, смазка)	2–14
ИГП	Промышленные гидросистемы (рабочие жидкости, смазка)	18–114
ИГИСП	Станки и станочное оборудование (рабочие жидкости, смазка)	20–40
ИНСП	Направляющие скольжения (смазка)	40–110
ИРП	Зубчатые передачи, червячные и винтовые механизмы (смазка)	40–150
ИТП	Тяжелонагруженные механизмы и устройства при высоких температурах (смазка)	200–300

Таблица П. 1.3

Характеристики минеральных масел, используемых в ОГП

Марка масла	Вязкость сСт	Температура, °С		Диапазон рабочих температур	Плотность, кг/м ³
		застывания	вспышки		
Индустриальное 12	10...14	–30	165	–30...+40	876...891
Индустриальное 20	17...23	–20	170	0...90	881...901
Индустриальное 30	27...33	–15	180	10...50	886...916
Индустриальное 45	38...52	–10	190	10...60	890...930
Индустриальное 50	48...58	–20	200	10...70	890...930
МС-20	20	–18	225	12...70	895
МС-22	22	–14	230	10...60	905
МК-8	8,3	–55	135	–30...50	885
МВП	7...235	–16	120	–40...60	900
АМГ-10	10...125	–70	92	–60...100	880
Турбинное 22	20...23	–15	180	5...50	900
Турбинное 30	28...32	–10	180	10...50	900
Турбинное 46	44...68	–10	195	10...50	920
Турбинное 57	55...59	–10	195	10...70	930
Трансформаторное	9,6	–45	135	–30...90	886
Веретенное АУ	12...14	–45	163	–40...60	888...896
Велосит Л	4..5,1	–25	112	–10...50	900
Вазелиновое	5...8,5	–20	125	—	860...890

Таблица П. 1.4

Эквивалентная (средняя) шероховатость стандартных труб

Материал труб	Состояние поверхности труб	Δ, мм
Стальные бесшовные	Новые и чистые	0,015
	После нескольких лет эксплуатации	0,2
Стальные сварные	Новые и чистые	0,06
	С незначительной коррозией	0,15
Тянутые из цветных металлов	Новые	0,2

Таблица П. 1.5

Коэффициенты местных (технических) сопротивлений

Вид сопротивления	ξ	Вид сопротивления	ξ
Вентиль стандартный	4,0–4,5	Колено плавное на 90 °	0,25
Вентиль с косым шпинделем	2–3	Угольник на 90 °	1,35
Кран пробковый проходной	0,5–2	Тройник	0,32
Задвижка: открытая на 100 %	0,15	Вход в трубу из бака	0,5
открытая на 50 %	2,0	Выход из трубы в бак	1,0
Обратный клапан насосов	6–6,5	Диафрагма с модулем $m = 0,5$	4,0

Таблица П. 1.6

Расходные характеристики труб

Стальные трубы			Чугунные трубы		
d , мм	K , л/с	A , с ² /л ² ·10 ⁶	d , мм	K , л/с	A , с ² /л ² ·10 ⁶
40	4,74	44530	50	8,114	15190
50	9,5	11080	75	24,19	1709
70	18,6	2893	100	52,32	365
80	29,26	1168	125	95,0	111
100	61,16	267,4	150	154,4	41,85
125	97,16	106,2	200	332,7	9,03
150	149,2	44,95	250	602,8	2,75
175	229,7	18,96	300	987,8	1,025
200	328,4	9,273	350	1486	0,453
225	455,4	4,82	400	2117	0,223
250	622,2	2,583	450	2893	0,119
275	807	1,535	500	3824	0,0684
300	1032	0,939	600	6199	0,026
325	1282	0,609	700	9325	0,0115
350	1566	0,408	800	13290	0,0057

Таблица П. 1.7

Эквивалентные длины местных сопротивлений (трубопроводной арматуры) в метрах

Вид местного сопротивления	Диаметр трубы, мм							
	25	50	100	150	200	250	300	400
Нормальный вентиль	6	15	35	60	70	100	140	200
Задвижка	0,3	0,7	1,5	2,5	3,5	5,0	6,0	8,5
Обратный клапан	4	7	20	31	45	63	81	123
Колено прямое без закругления	1,3	2,5	5,0	7,5	10	12	15	20
Колено с закруглением на 90 ° с $R=d$	0,3	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0
Выход из бака в трубу	0,5	1	2	3	4	5	6	8
Выход из трубы в резервуар	1	2	4	6	8	10	12	15
Пробковый кран	0,5	0,7	1,2	2,4	3,5	4,8	6,3	9,8
Тройник с прямым проходом	0,3	0,5	1,0	1,7	2,5	3,2	4,0	6,0
Тройник с проходом в сторону	3	5	10	13	15	20	25	40
Коробка с клапаном насосов	12	18	30	36	48	68	85	100
Фильтры для нефтепродуктов	3	8	18	30	33	50	70	100

Таблица П. 1.8

Коэффициенты истечения для отверстий и насадков

Отверстие, насадки	ε	φ	μ
Круглое отверстие	0,64	0,95	0,61
Внешний цилиндрический насадок	1	0,82	0,82
Конический сходящийся насадок	0,98	0,97	0,95
Конический расходящийся (угол 8 °)	1	0,45	0,45
Коноидальный круглый	1	0,98	0,98

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Справочные данные ко второй и третьей частям

Нормальные диаметры (мм) гидроцилиндров, поршней, штоков и плунжеров по ГОСТ 12447–80 и ГОСТ 12448–80:

1; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000.

Примечания: 1. В скобках проставлены числа дополнительного ряда. При выборе значений диаметров основной ряд является предпочтительным, дополнительный — допустимым.

Представленный нормальный ряд диаметров распространяется на золотники, краны и т. п. устройства объемного гидропривода и их втулки.

Номинальные рабочие объемы V_0 (см³) насосов, гидромоторов и «насос-моторов» по ГОСТ 13824–80 и ГОСТ 13825–80

1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (224); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000; (1120); 1250; (1400); 1600; (1800); 2000; (2240); 2500; (2800); 3200; (3600); 4000; (4500); 5000; (5600); 6300; (7100); 8000; (9000).








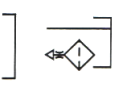
Номинальные расходы $Q_{\text{ном}}$ (л/мин) по ГОСТ 13825–80








1; 1,6; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500.

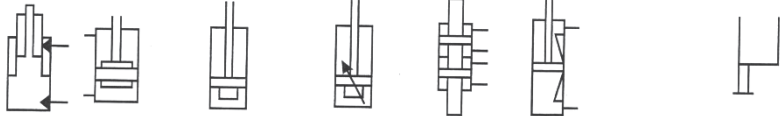
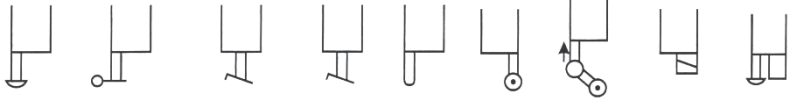
Примечание. Номинальный расход — это расход жидкости с определенной вязкостью через гидроаппарат при установленном номинальном перепаде давления.









ПРИЛОЖЕНИЕ 3



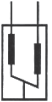





Обозначения гидро- и пневмоаппаратуры в схемах

Наименование элемента	Обозначение
ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЛИНИИ И ЕМКОСТИ. HYDROLINE AND TANKS. DIE HYDRAULISCHEN RICHTLINIEN UND DIE KAPAZITAETEN. Гидролиния, линия всасывания, напора, слива Hydroline Steuerleitung Линия управления, дренажа Pilot line, drain Drainage Соединение трубопроводов (1/1n) Connection Verbindungsstelle Пересечение 1/1n Crossing Überschneidung Гибкий 1/1n, шланг Hose Schlauch Напорная линия Pressure line Druckleitung Сливная линия Exhaust passageway Rücklaufleitung, Entleerungsleitung Открытый бак Oil chamber Öl Behälter Вентилируемый бак Ventilated oil chamber Belüfteter Behälter (Tank)	       

Наименование элемента	Обозначение
НАСОСЫ. PUMPEN. DIE PUMPEN. Общее обозначение регулируемый Common sign, fixed displacement pump Konstantpumpe Регулируемый насос с реверсивным потоком Variable-capacity reversible pump Verstell-Hzdrpumpe, Drehrichtung umkehrbar Нерегулируемый насос с реверсивным потоком reversible pump Mit reversibel vom Strom Насос регулируемый: с нереверсивным потоком variable-capacity pump, not reversible Die angepasste Pumpe Mit einfachbetrieb vom Strom Насос регулируемый с ручным управлением и одним направлением вращения variable-capacity pump, hand control, not reversible Die angepasste Pumpe Mit der Handverwallung Mit einfachbetrieb vom Strom Насос, регулируемый по давлению, с одним направлением вращения, регулируемой пружинной и дренажом Pressure control pump Die Pumpe, die nach dem Druck angepasst ist Шестеренный насос Gear pump Zahnradpumpen	      

Наименование элемента	Обозначение
Телескопический Telescoping Teleskopzylinder С торможением в конце хода с двух сторон Cushioning both ends Doppelwirkender Zylinder, einseitig kolbenstange, beidseitig endlagengedämpft Цилиндр двухстороннего действия с постоянным торможением в конце хода: - со стороны поршня Bidirectional single rod, cushioning single end, not variable. Den Zylinder der zweiseitigen Handlung mit dem ständigen Bremsen am Ende des Laufs Цилиндр двухстороннего действия с регулируемым торможением в конце хода: - со стороны поршня Bidirectional single rod, cushioning single end, variable. Den Zylinder der zweiseitigen Handlung mit dem angepassten Bremsen am Ende des Laufs Цилиндр двухкамерный двухстороннего действия Bidirectional, bicocular single rod Den Zylinder zweikammer-der zweiseitigen Handlung Цилиндр с встроенными механическими замками Integral mechanical lock Den Zylinder mit den eingebauten mechanischen Schlössern ГИДРОАСПРЕДЕЛИТЕЛИ. DIRECTIONAL VALVES. HYDROFENTILE. Виды управления. Types of control. Betätigungsarten. Ручное управление (общ. символ) Manual control Handbetätigung allgemein	
Наименование элемента	Обозначение
Управление кнопкой Rotary-knob Handbetätigung durch knopf Управление рычагом Lever-operated Handbetätigung per hebel Педаль с односторонним направлением действия Single-way pedal operated Betätigung durch Pedal Педаль с односторонним направлением действия Single-way pedal operated Betätigung durch Pedal Плунжер Plunger Mechanische betätigung durch tastrolle Толкатель с роликом Roller Mechanische betätigung durch tastrolle, Ролик с рычагом Roller lever Mechanische betätigung durch rollenhebel, eine betätigungsrichtung Электромагнитный Solenoid operated Elektrisch durch elektromagnet Двойное, комбинированное управление Dual combined control Kombinierte betätigung	

Наименование элемента	Обозначение
<p>Поворотный гидродвигатель Kotation gear Drehantrieb</p> <p>С реверсивным потоком reversible moto Umkehrbarer Motor</p> <p>Насос-мотор с любым направлением потока, регулируемый The pump-motor with any direction of the stream noncontrollable Die Pumpe-Motor mit einer beliebigen Richtung des Stroms, nicht regulierbar</p> <p>Насос-мотор с реверсивным направлением потока, регулируемый The pump-motor with a reversible direction of the stream, adjustable Die Pumpe-Motor mit der reversiblen Richtung des Stroms, angepasst</p> <p>Насос-мотор с реверсивным направлением потока, нерегулируемый The pump-motor with a reversible direction of the stream, noncontrollable Die Pumpe-Motor mit der reversiblen Richtung des Stroms, nicht regulierbar</p>	    
<p>ЦИЛИНДРЫ. CYLINDERS. ZYLINDER.</p> <p>Двустороннего действия с односторонним штоком Bidirectional single rod Doppelwirkender zylinder miteinseitiger kolbenstange</p> <p>Одностороннего действия с пружинным возвратом Single-side. Spring return Einfachwirkender zylinder mit federrückstellung</p> <p>Двустороннего действия с двусторонним штоком Bidirectional double rod Doppelwirkender zylinder</p>	  








Наименование элемента	Обозначение
<p>Пластинчатый насос Vane pump Flugzellenpumpen</p> <p>Радиально-поршневой насос Radial-piston pump Radialkolbenpumpen</p> <p>Аксиально-поршневой насос Axial-piston pump Axialkolbeneinheiten</p> <p>Винтовой насос Screw pump Schraubenpumpe</p> <p>Насос ручной Manual pump Die Pumpe hand</p> <p>Насос кривошипный Crank pump Kurbelpumpe</p>	     
<p>ГИДРОМОТОРЫ. HYDROMOTORS. HYDROMOTOREN.</p> <p>Нереверсивный нерегулируемый Fixed one-way motor Konstantmotor</p> <p>Регулируемый реверсивный Variable-capacity reversible motor Verstell-Hydromotor, Drehrichtung umkehrbar.</p>	 









Наименование элемента	Обозначение
Реле давления Pressure switch Druckrelai (Druckschalter)	
Указатель давления Pressure indicator Das Register des Drucks	
Реле давления Pressure switch Das Relais des Drucks	
Выключатель конечный limit switch Den Schalter endlich	
Аналоговый преобразователь Analog transduce Den Analogreformatort	

Наименование элемента	Обозначение
Дифманометр Differential manometer Differentialmanometer	
Термометр Thermometer Thermometer	
Термометр электроконтактный electric contact thermometer	
Указатель уровня жидкости (изображается только вертикально) liquid level gage Das Register des Niveaus der Flüssigkeit	
Указатель расхода Flow meter Das Register der Kosten	
Расходомер Flowmeter, flow gage, consumption indicator Durchflussmessgerät	
Расходомер интегрирующий Integrating flow-measuring apparatus Den Abflußmesser integrierend	
Тахометр Velocity gage Tachometer	
Моментометр Planimeter	

Наименование элемента	Обозначение
С ручным отводом конденсата With manual condensation drainage Mit der Handableitung des Kondensates	
С автоматическим отводом конденсата With automatic condensation drainage Mit der automatischen Ableitung des Kondensates	
Фильтр-влагоотделитель с ручным отводом конденсата Dewatering filter With manual condensation drainage Dewatering-Filter Mit der manuellen Kondensationsdrainage	
Воздухоосушитель Air-drier Lufttrockner	
Маслораспылитель Lubricators Öler	
Блок подготовки рабочего газа air-preparation unit Luftvorbereitungseinheit	
Увлажнитель air saturator Luft saturator	
Конденсатоотводчик hot-well heiß gut	

Наименование элемента	Обозначение
ПНЕВМАТИКА Компрессор Compressor, compression pump Den Kompressor	
Пневмомотор нерегулируемый: - с нереверсивным потоком air motor, not reversible Den Pneumomotor nicht regulierbar	
с реверсивным потоком Reversible air moto Umkehrbarer Luftmotor	
Пневмомотор регулируемый: - с нереверсивным потоком Variable air motor, not reversible Variabler Luftmotor, nicht umkehrbar	
с реверсивным потоком Variable reversible air motor Variabler umkehrbarer Luftmotor	
Поворотный пневмодвигатель rotation gear	
СИСТЕМА ПОДГОТОВКИ ВОЗДУХА с магнитным сепаратором Magnetic filter Magnetischer Filter	
Влагоотделитель с индикатором загрязненности Water separator with indicator of pollution Wasserseparator mit dem Hinweis der Verschmutzung	

Наименование элемента	Обозначение
КЛАПАНЫ. VALVE. VENTILE. Обратные клапаны. Check valve. Rückschlagventile. Обратный клапан без пружины Check valve without spring Rückschlagventile ohne feder Обратный клапан с пружиной Check valve with spring Rückschlagventile federbelastet Гидрозамок. Pilot-operated check valve. Sperventil. Односторонний One-way Einseitig Двусторонний Bidirectional Zweiseitig ДРОССЕЛИ. THROTTLE VALVES. DROSSEL VENTIL. Регулируемый Throttle valves Angepasst С обратным клапаном Throttle-check valves Mit Rückschlagventil Регулятор расхода Flow control valve Verbrauchsregler	      

Наименование элемента	Обозначение
Внутренняя линия управления Internal oil supply Steuereleitung innen Внешняя линия управления External oil supply Steuereleitung außen Пневмоуправление Air operation Vorsteuerventil pneumatisch, indirekt Гидроуправление Hydraulic operation Vorsteuerventil hydraulisch, indirekt Электрогидравлическое Electro-hydraulic operation Kombinierte Betätigung, durch elektromagnet und vorsteuerventil Двухпозиционный двухлинейный, нормально-закрытый гидрораспределитель 2/2 normally closed 2/2 wegeventile 3/2 нормально-открытый гидрораспределитель 3/2 normally opened 3/2 wegeventile 5/2 гидрораспределитель с гидроуправлением 5/2 hydraulic operated valve 5/2 wegeventile	       

Оглавление

Основные сокращения	3
Введение	4
Часть первая.	
ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ	6
Глава 1.	
ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ	6
1.1. Физические характеристики жидкостей и газов	6
1.2. Характеристики потоков жидкостей и газов	10
1.3. Вязкость жидкостей и газов, потери энергии потока.....	12
1.4. Термодинамические свойства рабочих жидкостей ОГП	15
1.5. Функции рабочих жидкостей, виды и области применения.....	17
Глава 2.	
ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ТРУБОПРОВОДОВ ОГП	20
2.1. Задачи и методы расчета простых трубопроводов.....	20
2.2. Расчет сложных трубопроводов (систем).....	24
2.3. Расчеты трубопроводов газовых потоков	28
2.4. Истечение жидкостей из отверстий и насадков	30
Часть вторая.	
ГИДРОПРИВОД И ГИДРОАВТОМАТИКА	32
Глава 3.	
СТРУКТУРНО-ЭЛЕМЕНТНАЯ СХЕМА ОГП	32
3.1. Насосы объемного гидропривода	33
3.2. Гидродвигатели объемного гидропривода.....	37
3.3. Гидроаппаратура управления и регулирования.....	47
3.4. Вспомогательная гидроаппаратура	57
Глава 4.	
УПРАВЛЕНИЕ РАБОЧИМИ ЦИКЛАМИ	
ГИДРОПРИВОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН	69
4.1. Типы ОГП и методы регулирования	69
4.2. Рабочие циклы гидросистем ОГП.....	82
4.3. Способы и схемы управления рабочими циклами	84

Глава 5.	
СХЕМЫ ЦИКЛОВ С ВЫДЕРЖКОЙ ПОД ДАВЛЕНИЕМ	91
5.1. Релейно-цикловые гидроприводы	91
5.2. Гидроприводы прессовых машин	95
5.3. Насосно-аккумуляторные гидроприводы (НАГП)	100
5.4. Примеры проектирования и расчета гидросхем ОГП	107
Глава 6.	
СХЕМЫ МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ	122
6.1. МДГП с последовательным включением гидродвигателей	123
6.2. Параллельная работа гидродвигателей в МДГП	128
6.3. Последовательно-параллельное включение ГД в МДГП	134
6.4. Гидроприводы многодвигательных машин и комплексов.....	139
Часть третья.	
УСТАНОВКИ ОБЪЕМНОГО ПНЕВМОПРИВОДА	145
Глава 7.	
ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ПНЕВМОПРИВОДА	145
7.1. Пневматические энергомашины.....	146
7.2. Пневмоаппаратура управления и регулирования.....	152
7.3. Пневмогидравлические и пневмоэлектрические приводы.....	156
Глава 8.	
ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ И РАБОЧИЕ ЦИКЛЫ	
УСТАНОВОК ПНЕВМОПРИВОДОВ	159
8.1. Управление циклами в установках пневмопривода	159
8.2. Расчеты и проектирование элементов и схем УПП	164
8.3. Особенности монтажа и эксплуатации УПП	172
Библиографический список	180
ПРИЛОЖЕНИЯ	181

Учебное издание

Дорошенко Виктор Александрович

**ОБЪЕМНЫЙ
ГИДРО- и ПНЕВМОПРИВОД**

Редактор Н. П. Кубыщенко
Верстка О. П. Игнатъевой

Подписано в печать 15.02.2019. Формат 70×100/16.
Бумага офсетная. Цифровая печать. Усл. печ. л. 15,8.
Уч.-изд. л. 8,1. Тираж 40 экз. Заказ 20.

Издательство Уральского университета
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: +7 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: +7 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13
Факс: +7 (343) 358-93-06
<http://print.urfu.ru>



ДОРОШЕНКО ВИКТОР АЛЕКСАНДРОВИЧ

кандидат технических наук, доцент кафедры гидравлики УрФУ.

Специалист в области гидравлики, гидромашин и гидропневмопривода, автор более 120 научных и учебно-методических работ, 5 монографий.

В учебном пособии отражен многолетний опыт преподавания дисциплины в Уральском федеральном университете и в зарубежных вузах.